

14.992/H/02,

TUGAS AKHIR
(KS 1701)

**PENGARUH PEMAKAIAN COATING HASTELLOY-X
DAN ZrO_2 TERHADAP EFISIENSI THERMAL
COMBUSTION CHAMBER TURBIN GAS**

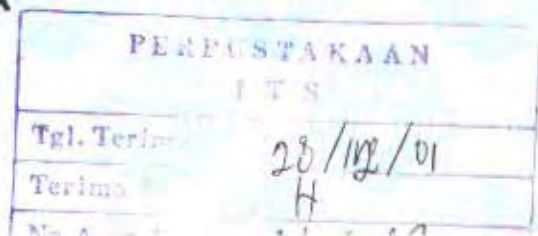


RSSP
623.872 33
Dad
p-1
2001

Disusun Oleh :

DODIK PRASETYO U
NRP. 4296 100 037

**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2001**



LEMBAR PENGESAHAN

PENGARUH PEMAKAIAN COATING HASTELLOY-X DAN ZrO_2 TERHADAP EFISIENSI THERMAL COMBUSTION CHAMBER TURBIN GAS

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat

Untuk Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Pada

Jurusan Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

Surabaya, Juli 2001

Mengetahui / Menyetujui

Dosen Pembimbing

The image shows a purple circular official stamp of Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS). The stamp contains the text "DEPARTEMEN PENDIDIKAN RISET DAN TEKNIK", "INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER", "FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN", and "JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN". Overlaid on the stamp is a large, fluid handwritten signature in black ink.

Ir. Aguk Zuhdi MF, MEng

NIP. 131 646 637

ABSTRAK

Didalam ruang bakar turbin gas temperatur pembakaran adalah sangat tinggi sehingga tidak menutup kemungkinan panas yang terbuang dari ruang bakar juga cukup tinggi, hal ini dikarenakan adanya aliran fluida gas panas yang mengalir pada dinding ruang bakar keluar. Untuk mencegah panas yang hilang ini maka salah satu jalan yang dapat ditempuh adalah dengan melapiskan material lain yang mampu pada temperatur tinggi pada dinding ruang bakar. Pelapisan material lain kedalam ruang bakar turbin gas adalah bertujuan untuk mengurangi panas yang hilang untuk mencapai efisiensi turbin yang sebesar-besarnya. Pada proses pembakaran dimaksudkan untuk menghasilkan kalor yang besar bersamaan dengan pembangkitan panas yang tinggi untuk menghasilkan kerja, bila panas yang hilang tinggi maka secara langsung efisiensi turbin gas akan menurun.

Pengaruh pemakaian keramik pada ruang bakar turbin gas akan meningkatkan temperatur pembakaran dan efisiensi thermal. Keramik yang digunakan untuk pelapisan adalah jenis ZrO_2 dan Hastelloy-X. Pada kenyataannya dalam proses yang melibatkan temperatur tinggi menunjukkan bahwa material yang menggunakan keramik jenis ZrO_2 adalah sangat merugikan, karena jenis keramik ini memiliki beberapa kerugian diantaranya memiliki ketahanan thermal yang relatif rendah sedangkan keramik jenis Hastelloy-X banyak digunakan untuk lapisan pada material bertemperatur tinggi. Oleh karenanya disini akan dibandingkan seberapa besar pengaruh kedua keramik ini untuk menghasilkan efisiensi turbin yang tinggi.

KATA PENGANTAR

Segala puji kepada Tuhan Yesus Kristus yang telah membantu penulis telah dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.

Penyusunan Tugas Akhir yang berjudul **“PENGARUH PEMAKAIAN COATING HASTELLOY-X DAN ZrO_2 TERHADAP EFISIENSI THERMAL COMBUSTION CHAMBER DARI TURBIN GAS**” dimaksudkan untuk memenuhi salah satu syarat menyelesaikan studi di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan ITS. Penghargaan yang setinggi-tingginya dan ungkapan rasa terima kasih penulis sampaikan kepada :

1. Bapak Dr. Ir. A.A. Masroeri, MEng selaku Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS
2. Bapak Ir. Alam Baheramsyah, MSc selaku Dosen Wali selama menempuh studi selama ini.
3. Bapak Ir. Aguk Zuhdi MF, MEng selaku Dosen Pembimbing yang telah banyak membantu hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
4. Bapak dan Ibu Sutrisno sekeluarga atas dukungan moralnya sampai saat ini
5. Bapak Bambang Soetrisno, Ka. Seksi Teknik Pemeliharaan PPT MIGAS Cepu
6. Bapak Wibowo, Ka. Seksi Utilities PPT MIGAS Cepu
7. Bapak Samiraharja B.N., Coördinator control room Power Plant Central Duri
8. Bapak Herry J. Poerwanto, Team Manager Petani Balam FMT
9. Bapak Nazaruddin Burhan, Coordinator Support Shop
10. Arek-arek '96 TA angkatan III : Bambang”romeo”Hendrajaya, Made Harta”Bali”, Nardi”teman sekamar”, Idnillah”kikil sapi”, Iwan”mbah ganteng 92”.

Dan seluruh pihak yang namanya belum tersebut di atas. Penulis menyadari bahwa laporan ini masih jauh dari sempurna, untuk itu kritik dan saran dari para pembaca sangat diharapkan untuk sempurnanya laporan ini.

Surabaya, Juli 2001

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	ii
KATA PENGANTAR	iii
DAFTAR ISI	iv
DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK	v
DAFTAR TABEL DAN BAGAN	vi
BAB I PENDAHULUAN	
I.1. Latar Belakang	1
I.2. Perumusan Masalah	2
I.3. Batasan Permasalahan	3
I.4. Tujuan	3
I.5. Manfaat	3
I.6. Metodologi Penulisan	3
BAB II DASAR TEORI	
II.1. Pengertian Tentang Udara	5
II.2. Viscositas Fluida	5
II.3. Aliran Mampu Mampat	7
II.3.1. Hubungan-hubungan Gas Sempurna	7
II.3.2. Sifat-sifat Stagnasi didalam Aliran Kompresibel	8
II.4. Kerja Reversible pada Aliran Steady Compresible	9
II.5. Aliran Fluida Selama Proses di dalam Turbin Gas	12
II.5.1. Aliran Fluida di dalam Kompresor	12
II.5.2 Keseimbangan Kalor didalam Ruang Bakar	14
II.5.3. Proses Gas Panas Pada Turbin	15
II.6. Ruang Pembakaran (Combustion Chamber)	16
II.7. Teori Pembakaran	19
II.7.1. Pembakaran Sempurna	19
II.7.2. Energi yang Terbangkit selama Pembakaran	20
II.7.3. Enthalpi Pembentukan	20
II.7.4. Enthalpi Pembakaran	21
II.8. Higher and Lower Heating Values	22
II.9. Reaksi Enthalpi	23
II.10. Keramik sebagai Lapisan Ruang Bakar	24
II.10.1. Keramik ZrO_2	24
II.10.2 Sifat-sifat Mekanik ZrO_2	28
II.11. Keramik Hastelloy-X	30
BAB III PERHITUNGAN PEMBAKARAN DAN EFISIENSI THERMAL DENGAN PEMODELAN MATEMATIS	
III.1. Proses Aerodinamika didalam Kompresor	31
III.1.1. Temperatur Selama Proses Kompresi	31
III.1.2. Kompresi Isentropik	32
III.1.3. Efisiensi Isentropik	32
III.1.4. Mach Number Pada Compressible Flow	33

III.1.5. Laju Alir Massa Rata-rata	33
III.1.6. Kerja Kompresor	34
III.2. Keseimbangan Kalor didalam Ruang Bakar	34
III.2.1. Perpindahan Kalor Konveksi Adiabatik	34
III.2.2. Perpindahan Kalor Radiasi ke Dinding Ruang Bakar	36
III.2.3. Perpindahan Kalor Konveksi ke Pendingin	36
III.2.4. Perpindahan Kalor Radiasi ke Pendingin	37
III.3. Proses Pembakaran di dalam Ruang Bakar	37
III.3.1. Excess Air	37
III.3.2. Excess Air dari Methana (CH_4) _g	38
III.3.3. Excess Air dari Ethana (C_2H_6) _g	38
III.3.4. Excess Air dari Propana (C_3H_8) _g	39
III.3.5. Excess Air dari Butana (C_4H_{10}) _g	40
III.3.6. Excess Air dari Heptana (C_7H_{16}) _l	40
III.3.7. Temperatur Pembakaran	42
III.3.8. Efisiensi Pembakaran	43
III.4. Produk Pembakaran dan Kalor Pembakaran	43
III.4.1. Pembakaran CH_4	43
III.4.2. Pembakaran C_2H_6	44
III.4.3. Pembakaran C_3H_8	44
III.4.4. Pembakaran C_4H_{10}	45
III.4.5. Pembakaran C_7H_{16}	45
III.5. Kebutuhan Udara Pembakaran	46
III.6. Proses Gas Panas Pada Turbin	47
III.6.1. Temperatur Selama Proses Ekspansi	47
III.6.2. Ekspansi Isentropik	47
III.6.3. Efisiensi Isentropik Gas Sempurna	48
III.6.4. Mach Number Pada Compressible Flow	49
III.6.5. Laju Alir Massa Rata-rata	49
III.6.6. Kerja Turbin	49
III.7. Rugi-rugi Kalor	49
III.7.1. Rugi Kalor Keluar Dinding Ruang Bakar	49
III.7.2. Rugi Kalor Karena Gas Buang	50
III.7.3. Rugi Kalor Karena Penguapan H_2O	50
III.8. Kalor yang Bermanfaat	50
III.9. Kerja Bersih	50
III.10. Efisiensi Thermal	50
III.11. Nilai Kebenaran Perhitungan Efisiensi Thermal Matematis	51

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

IV.1. Kalibrasi	52
IV.2. Analisa Grafik Hastelloy-X dan ZrO_2 Pada Ketebalan 0.06 in (standar)	54
IV.3. Analisa Pengaruh Energi Loss Pada Hastelloy-X dan ZrO_2	55
IV.4. Analisa Pengaruh Ketebalan Terhadap Efisiensi Thermal	56
IV.5. Analisa Pengaruh Energi Loss Terhadap Efisiensi Thermal	58

BAB V KESIMPULAN	59
DAFTAR PUSTAKA	60
LAMPIRAN GRAFIK	
LAMPIRAN TABEL	
LAMPIRAN GAMBAR	

DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK

Gambar 1	Perubahan bentuk yang diakibatkan tegangan geser yang konstant	6
Gambar 2	Keadaan stagnasi isentropik	9
Gambar 3	Diffuser dan nozzle untuk aliran compresibel	11
Gambar 4	Aliran gas panas keluar dinding ruang bakar	14
Gambar 5	Tabel unsur periodik	25
Gambar 6	Struktur atom Zirconium	25
Gambar 7	Ruang bakar lapisan Hastelloy-X	75
Gambar 8	Ruang bakar lapisan ZrO_2	75
Gambar 9	Pengaruh ion besi terhadap kecepatan korosi ZrO_2	55
Grafik 1	Grafik hubungan tekanan dan volume spesifik	12
Grafik 2	Enthalpi pembentukan C_8H_{18} (liquid) dan CO_2	21
Grafik 3	Reaksi enthalpi bahan bakar C_8H_{18}	23
Grafik 4	Temperatur pembentukan ZrO_2	27
Grafik 5	Produk pembakaran CH_4	43
Grafik 6	Produk pembakaran C_2H_6	44
Grafik 7	Produk pembakaran C_3H_8	44
Grafik 8	Produk pembakaran C_4H_{10}	45
Grafik 9	Produk pembakaran C_7H_{16}	45
Grafik 10	Perbandingan efisiensi Vs daya aktual dan pemodelan matematis	62
Grafik 11	Perbandingan efisiensi thermal Hastelloy-X dan ZrO_2 Ketebalan 0.06 in (standard)	63
Grafik 12	Pengaruh energi loss terhadap efisiensi thermal turbin gas lapisan Hastelloy-X dan ZrO_2	64
Grafik 13	Pengaruh ketebalan keramik terhadap efisiensi thermal lapisan Hastelloy-X	65
Grafik 14	Pengaruh ketebalan keramik terhadap efisiensi thermal lapisan ZrO_2	66
Grafik 15	Perbandingan pengaruh energi loss terhadap efisiensi thermal turbin gas lapisan Hastelloy-X dan ZrO_2	67

DAFTAR TABEL DAN BAGAN

Tabel 1	Prosentase excess air bahan bakar natural gas	41
Tabel 2	Komposisi gas yang meninggalkan ruang bakar	41
Tabel 3	Perbandingan efisiensi thermal aktual dan model matematis	51
Tabel 4	Harga kesetaraan efisiensi thermal lapisan Hastelloy-X dan ZrO_2	57
Tabel 5	Deviasi efisiensi thermal pada ketebalan 0.052 in	58
Tabel 6	Efisiensi thermal dari turbin gas lapisan Hastelloy-X	70
Tabel 7	Efisiensi thermal dari turbin gas lapisan ZrO_2	72
Tabel 8	Pengaruh energi loss pada turbin gas lapisan Hastelloy-X	73
Tabel 9	Pengaruh energi loss pada turbin gas lapisan ZrO_2	74
Tabel 10	Perbandingan energi loss dan efisiensi thermal lapisan Hastelloy-X dan ZrO_2	58
Bagan 1	Reaksi pembuatan zirconia dari zircon	26
Bagan 2	Metode precipitasi zircon	27

BAB I PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang

Pembakaran adalah pencampuran kimiawi yang melibatkan bahan bakar dan udara dengan komposisi tertentu pada temperatur tinggi yang terjadi didalam ruang bakar secara terus-menerus. Pembakaran dapat juga berarti bahwa terjadi perubahan energi dari energi kimia menjadi energi mekanik yang didalamnya terdapat pembangkitan sejumlah kalor untuk menghasilkan sejumlah energi dalam. Pembangkitan kalor dalam ruang bakar akan dianalisa dengan hukum-hukum perpindahan kalor.

Temperatur yang terjadi pada pembakaran adalah sangat tinggi sehingga tidak menutup kemungkinan panas yang terbangun dari ruang bakar juga cukup tinggi, hal ini dikarenakan adanya aliran fluida gas panas yang mengalir pada dinding ruang bakar keluar. Untuk mencegah panas yang hilang ini maka salah satu jalan yang dapat ditempuh adalah dengan melapiskan material lain yang mampu pada temperatur tinggi pada dinding ruang bakar.

Pelapisan material lain kedalam ruang bakar khususnya ruang bakar turbin gas adalah bertujuan untuk mengurangi panas yang hilang untuk mencapai efisiensi turbin yang sebesar-besarnya. Pada proses pembakaran dimaksudkan untuk menghasilkan kalor yang besar bersamaan dengan pembangkitan panas yang tinggi untuk menghasilkan kerja, bila panas yang hilang tinggi maka secara langsung efisiensi turbin gas akan menurun.

1.2. Perumusan Masalah

Ruang bakar merupakan komponen turbin gas yang berfungsi sebagai ruang pembakaran dimana energi dibangkitkan. Proses yang terjadi didalam ruang bakar akan mempengaruhi besar efisiensi thermal sehingga untuk mengetahui efisiensi turbin akan dibahas pengaruh pemakaian keramik ruang bakar turbin gas. Keramik yang digunakan untuk pelapisan adalah jenis ZrO_2 dan *Hastelloy-X*. Pada kenyataannya dalam proses yang melibatkan temperatur tinggi menunjukkan bahwa material yang menggunakan keramik jenis ZrO_2 adalah sangat merugikan, karena jenis keramik ini memiliki beberapa kerugian diantaranya memiliki ketahanan thermal rendah sedangkan keramik jenis *Hastelloy-X* banyak digunakan untuk lapisan pada material bertemperatur tinggi. Oleh karenanya disini akan dibandingkan besar pengaruh kedua keramik ini untuk menghasilkan efisiensi turbin yang tinggi.

Kerugian karena kecilnya faktor mekanik dan thermal properties akan mengurangi efisiensi suatu alat sehingga hal ini merupakan penyebab hilangnya energi mekanik yang dihasilkan dari proses yang terjadi dalam sistem turbin gas, hal ini akan berakibat gerak putar dari blade turbin akan menjadi rendah. Begitu juga dengan besarnya lose yang hilang pada ruang bakar akan menurunkan entalpi pembakaran sehingga akan menurunkan tenaga dalam yang ada dalam sistem, hal ini akan berakibat kecilnya daya keluaran (output power).

Penambahan *thermal barrier coating* dengan ketebalan 0.04-0.06 in akan mengurangi panas yang hilang sampai 10 %. Dibandingkan dengan material tanpa lapisan maka akan terjadi kehilangan panas sebesar 10 %, jikalau ini didiamkan sampai *hour life*-nya turbin maka output power yang dibutuhkan akan menurun.

1.3. Batasan Permasalahan

Batasan permasalahan untuk aliran udara diasumsikan steady flow pada kondisi adiabatik dan tidak ada pressure loss selama proses pembakaran serta tidak ada pertimbangan aspek ekonomis untuk pemakaian lapisan keramik.

1.4. Tujuan

Tugas akhir ini bertujuan untuk mengevaluasi dan mengetahui besarnya pengaruh lapisan keramik didalam dinding ruang bakar terhadap efisiensi turbin yang dicapai dengan menggunakan dua lapisan keramik yang berbeda.

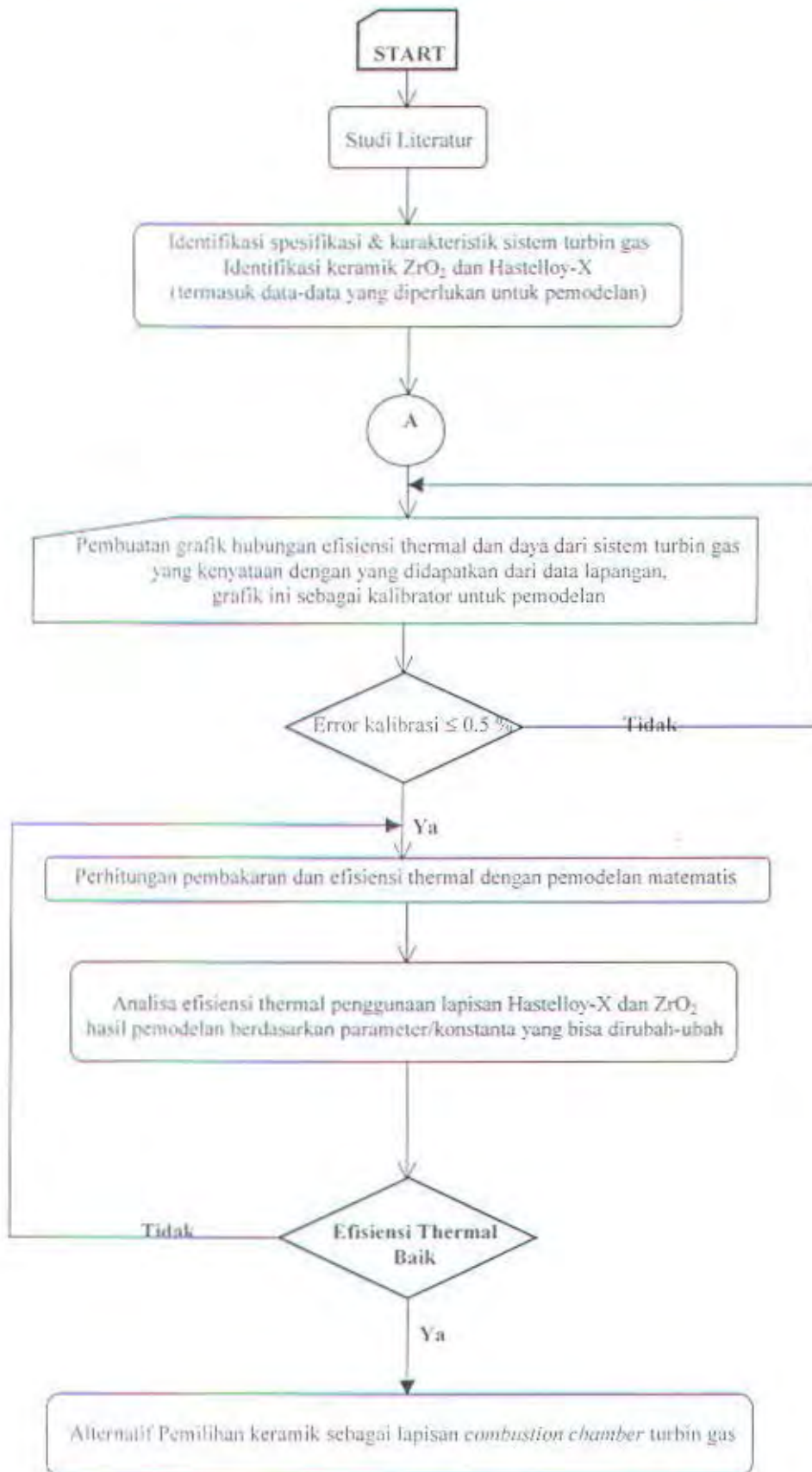
1.5. Manfaat

Dengan melakukan analisa pengaruh lapisan (coating) pada dinding ruang pembakaran ini dapat memberikan manfaat-manfaat antara lain :

1. Dapat memprediksi besarnya output power dan peningkatan efisiensi pembakaran serta efisiensi termis pada turbin gas.
2. Dapat mengidentifikasi karakteristik lapisan (coating) yang dipakai untuk melapisi dinding ruang bakar turbin gas.
3. Memberi masukan untuk analisa daya output yang besar.
4. Memberi masukan untuk kemungkinan redesign.

1.6. Metodologi

Untuk menyelesaikan permasalahan yang telah diutarakan diatas maka akan didekati dengan metode teoritis dengan pendekatan model matematis. Diagram alir penyelesaian dapat dilihat pada gambar berikut :



BAB II DASAR TEORI

II.1. Pengertian Tentang Udara

Udara merupakan media kerja turbin gas. Dalam udara terdapat tiga unsur penyusun utama yaitu gas asam (oksigen), gas nitrogen dan gas asam arang (karbondioksida). Bagian terkecil dari udara adalah molekul-molekul udara, dimana molekul-molekul ini mempunyai massa dan energi dan dapat bergerak sesuai dengan energi dan tenaga yang dimilikinya. Kecepatan gerak dari molekul-molekul itu merupakan ukuran temperatur dari udara sedangkan besarnya gaya persatuan luas yang ditimbulkannya sebagai ukuran tekanan.

II.2. Viscositas Fluida

Udara merupakan salah satu bentuk fluida. Fluida adalah zat yang berubah bentuk secara terus-menerus bila terkena tegangan geser (shear stress) betapapun kecilnya tegangan geser tersebut. Gaya geser didefinisikan sebagai komponen gaya yang menyinggung suatu permukaan, apabila gaya ini dibagi dengan luas permukaan maka ini akan menjadi tegangan geser rata-rata pada permukaan itu. Bila suatu zat ditempatkan diantara dua buah pelat sejajar pada jarak antara yang kecil sedemikian luasnya sehingga keadaan pada tepi-tepi plat dapat diabaikan. Pelat bawah terpasang tetap dan suatu gaya diberikan kepada pelat atas yang mengerahkan tegangan geser (τ_{yx}) yang terjadi pada elemen fluida adalah :

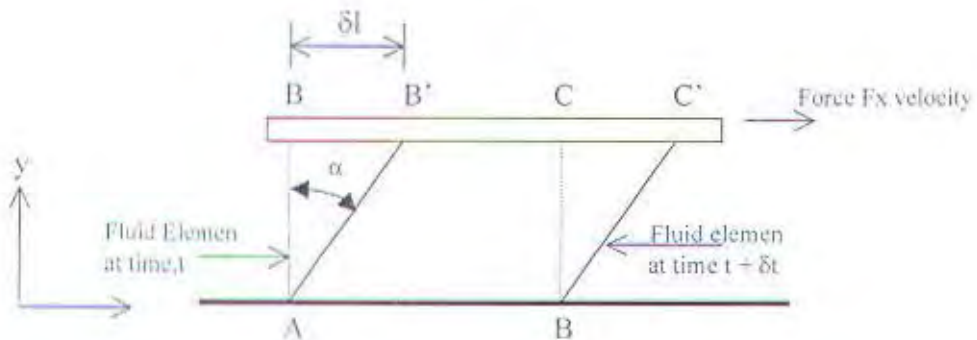
$$\tau_{yx} = \lim_{\delta A_y \rightarrow 0} \frac{\delta F_x}{\delta A_y} = \frac{dF_x}{dF_y}$$

dimana δA_x adalah luasan kontak antara elemen fluida dengan pelat dan δF_x adalah gaya yang dilakukan oleh pelat terhadap elemen tersebut selama interval waktu δt , elemen fluida mengalami deformasi dari posisi ABCD menjadi AB'C'D.

Laju deformasi dari fluida $= \lim_{\delta t \rightarrow 0} \frac{\delta \alpha}{\delta t} = \frac{d\alpha}{dt}$, sedangkan jarak antara titik B dan B' adalah $\delta l = \delta u \delta t$ dan pada sudut yang kecil $\delta l = \delta y \delta \alpha$. Bila kedua persamaan

diatas digabungkan akan menjadi :

$$\frac{\delta \alpha}{\delta t} = \frac{\delta u}{\delta y}$$



Gambar 1. Perubahan bentuk yang diakibatkan tegangan geser yang konstant

Dengan mengambil limit yang sama antara kedua sisi didapatkan :

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{du}{dy}$$

Fluida dimana tegangan geser secara proposional berhubungan langsung dengan laju deformasi adalah fluida Newtonian diantaranya adalah air, udara, bensin.

Untuk fluida Newtonian berlaku :

$$\tau_{xy} \propto \frac{du}{dy} \dots\dots\dots(2.1)$$

atau dari hukum Newton tentang viscositas untuk aliran satu dimensi adalah :

$$\tau_{xy} = \mu \frac{du}{dy} \dots\dots\dots(2.2)$$

dimana μ adalah viscositas absolut.

II.3. Aliran Mampu Mampat

II.3.1. Hubungan-hubungan Gas Sempurna

Gas Sempurna didefinisikan sebagai fluida yang mempunyai panas jenis konstan dan memenuhi hukum :

$$P = \rho RT \dots\dots\dots(2.3)$$

dimana : P = tekanan mutlak

T = suhu mutlak

ρ = kerapatan

R = konstanta gas

Pada umumnya panas jenis pada volume konstan (C_v) didefinisikan sebagai :

$$C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \dots\dots\dots(2.4)$$

dimana u adalah energi dalam persatuan massa dan C_v merupakan jumlah pertambahan energi dalam yang diperlukan oleh satu massa satuan gas untuk menaikkan suhunya satu derajat bila volumenya ditahan konstan. Sedangkan panas jenis pada tekanan konstan (C_p) didefinisikan sebagai :

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \dots\dots\dots(2.5)$$

dimana h adalah entalpi persatuan massa yang diberikan dalam persamaan berikut: $h = u + \frac{p}{\rho}$, karena p/ρ sama dengan RT dan bagi gas sempurna u adalah merupakan fungsi suhu maka h juga bergantung pada suhu.

Banyak gas-gas yang lazim dijumpai seperti uap air, hidrogen, oksigen, karbondioksida dan udara mempunyai perubahan panas jenis yang agak kecil pada daerah suhu 500 R. Untuk gas sempurna persamaan (2.4) dan persamaan (2.5) akan menjadi :

$$du = C_v dT \text{ dan } dh = C_p dT \dots\dots\dots(2.6)$$

maka :

$$h = u + \frac{p}{\rho} = u + RT$$

dengan diferensial diperoleh :

$$dh = du + R dT$$

dengan memasukkan persamaan (2.6) maka diperoleh :

$$C_p = C_v + R \dots\dots\dots(2.7)$$

Perbandingan panas jenis (k) didefinisikan sebagai berikut : $k = \frac{C_p}{C_v}$, dan dengan menyelesaikan bersama persamaan (2.4) maka didapatkan :

$$C_p = \frac{k}{k-1} R \text{ dan } C_v = \frac{R}{k-1} \dots\dots\dots(2.8)$$

II.3.2. Sifat-sifat Stagnasi didalam Aliran Kompresibel

Keadaan stagnasi isentropik adalah keadaan yang akan dicapai oleh fluida yang mengalir jika fluida tersebut dibuat berhenti secara isentropic didalam suatu alat keluaran kerja nol adiabatik. Dari suatu keseimbangan tenaga didapatkan bahwa entalpi stagnasi (h_0) dihubungkan dengan enthalpi dan kecepatan fluida yang bergerak oleh :

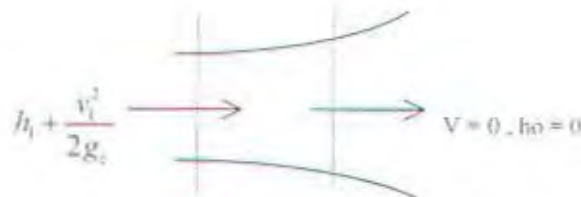
$$h_0 = h + \frac{v^2}{2g_c} \dots\dots\dots(2.9)$$

Untuk gas sempurna dengan C_p yang konstan :

$$h_0 - h = C_p (T_0 - T)$$

maka

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{v^2}{2g_c C_p T}$$



Gambar 2. Keadaan stagnasi isentropik

Dengan menggunakan persamaan gas sempurna yang menghubungkan entropi kepada temperatur dan tekanan yaitu :

$$S_2 - S_1 = C_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

dengan menggunakan $S_1 = S_2$ maka diperoleh :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \dots \dots \dots (2.10)$$

Dari persamaan (2.10) maka untuk tekanan stagnasi dapat diturunkan :

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 + \frac{v^2}{2g_c C_p T} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

II.4. Kerja Reversible pada Aliran Steady Compresibel

Gas panas aliran steady compressibel satu dimensi dalam turbin gas terjadi pada hubungan antara sambungan-sambungan baik didalam difuser masukan maupun difuser keluaran. Perlu diingat bahwa asumsi satu dimensi adalah pada

aliran isentropik kecil sampai pada aliran keluaran gas. Untuk aliran isentropik persamaan kontinuitas adalah :

$$\frac{dA}{A} + \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dv}{v} = 0 \dots\dots\dots(2.11)$$

Menurut Euler persamaan (2.11) akan menjadi :

$$\frac{dp}{\rho} + vdv = 0$$

Pada entropi konstan, kecepatan suara dapat didefinisikan dari persamaan Euler sebagai :

$$\frac{a^2 d\rho}{\rho} = -v dv$$

sehingga bila persamaan diatas disubstitusikan kedalam persamaan (2.11) akan menjadi :

$$\frac{dA}{A} - \frac{v dv}{a^2} + \frac{dv}{v} = 0 \dots\dots\dots(2.12)$$

sehingga bila persamaan (2.12) diselesaikan akan didapatkan :

$$\frac{dA}{A} = \frac{A}{v} \left(\frac{v^2}{a^2} - 1 \right) = \frac{A}{v} (M^2 - 1) \dots\dots\dots(2.13)$$

dimana : A = Luasan nozzle (throat), mm

v = kecepatan aliran gas panas, m/s

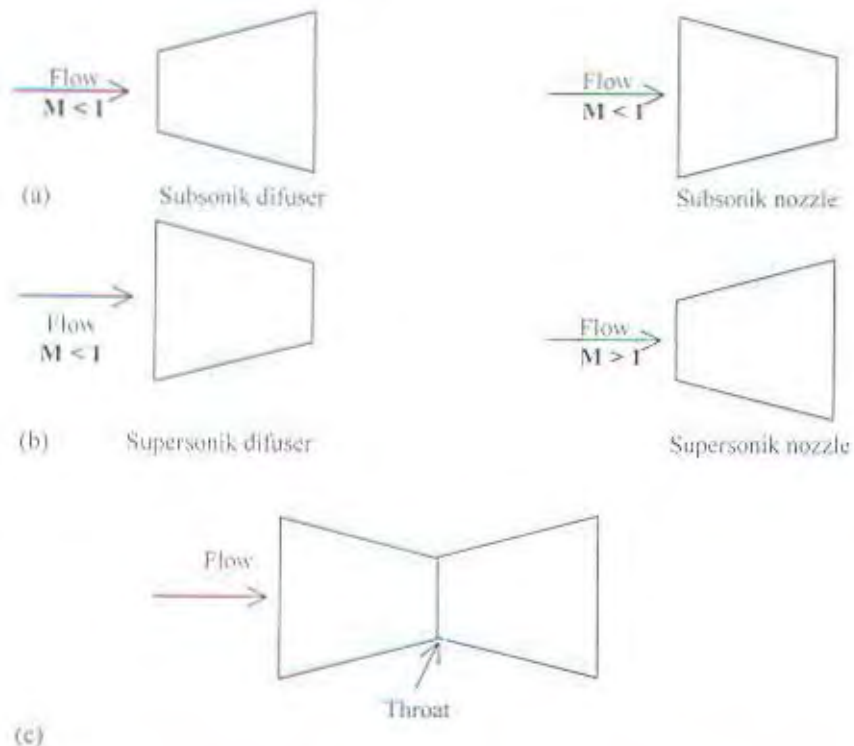
a = kecepatan suara, m/s

M = Mach number

Untuk A yang positif dan harga M yang bervariasi ada beberapa kasus :

- Aliran subsonik; $M < 1$, $dA/dv < 0$, bila A besar dan v menurun maka terjadi pada difuser subsonik tetapi bila A mengecil dan v membesar terjadi pada nozzle subsonik.

- Aliran sonik: $M = 1$, $dA/dv = 0$, bila A konstan dan v tidak naik ataupun menurun.
- Aliran supersonik: $M > 1$, $dA/dv > 0$, bila A membesar dan v menaik maka terjadi pada nozzle supersonik tetapi bila A mengecil dan v menurun terjadi pada difuser supersonik.

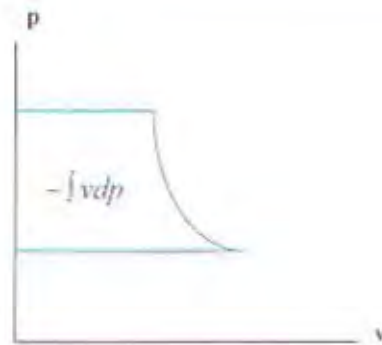


Gambar 3. Difuser dan nozzle untuk aliran compresiblle. (a) subsonik flow, (b) supersonik flow, (c) perubahan bentuk dari subsonik ke supersonik dan sebaliknya.

Sedangkan besarnya kerja yang dilakukan oleh sistem pada aliran steady compresibel adalah :

$$-w_{12} = + \int_1^2 v dp + \Delta KE + \Delta PE \dots\dots\dots(2.14)$$

dimana ΔKE adalah perubahan energi kinetik dan ΔPE adalah perubahan energi potensial dan hubungan tekanan dan volume spesifik ditunjukkan diagram dibawah ini.



Grafik 1. Grafik hubungan tekanan dan volume spesifik

Berdasarkan grafik diatas maka besarnya kerja reversibel adalah luasan dari hubungan tekanan dan volume spesifik.

II.5. Aliran Fluida Selama Proses di dalam Turbin Gas

II.5.1. Aliran Fluida di dalam Kompresor

Proses yang terjadi didalam kompresor adalah proses kompresi. Proses ini terjadi dari udara atmosfer dihisap oleh kompresor sampai pada tekanan tinggi. Adapun temperatur kompresi ditentukan oleh :

$$T_{u,k} = \Delta T_u (1 - A_{tm}) = (T_2 - T_1)(1 - A_{tm}) \dots\dots\dots(2.15)$$

dengan $T_{u,k}$ adalah temperatur udara kompresi dan A_{tm} adalah faktor koreksi temperatur pada proses kompresi. Sedangkan kompresor memiliki efisiensi tersendiri yang disebabkan oleh adanya *pressure ratio*. Kondisi didalam kompresor adalah isentropik, maka besar efisiensi kompresor :

$$\eta_c = \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma \eta_c}} - 1 \right]} \dots\dots\dots(2.16)$$

Udara yang mengalir melewati sepanjang sudu kompresor memiliki kecepatan dimana distribusi kecepatan udara ini akan dipengaruhi oleh faktor kompresibilitas. Adalah Mach number yang akan mempengaruhi kompresibilitas udara tersebut dan dapat ditentukan dengan :

$$M = \frac{v}{a} = \frac{v}{\sqrt{g_0 \gamma R T_{a,K}}} \dots\dots\dots(2.17)$$

dengan; v = kecepatan alir udara kompresor, ft/s

g_0 = percepatan gravitasi, 32.2 ft/s²

R = konstanta gas, 1545.32 ftlb/lb mol °F

Massa udara yang mengalir merupakan laju rata-rata udara yang melewati kompresor. Dari persamaan kontinuitas, laju alir massa udara dari kompresor adalah :

$$\dot{m} = M \left(\frac{g_0 \gamma}{R} \right)^{0.25} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(1-\gamma)}} \frac{A_{ref} P_0}{\sqrt{T_0}} \dots\dots\dots(2.18)$$

dengan : A_{ref} : luasan yang dilalui udara, ft²

P_0 dan T_0 : Tekanan dan temperatur stagnansi didalam kompresor

Dengan persamaan kecepatan alir udara dari kompresor maka kerja kompresor yang dilakukan selama proses kompresi pada kondisi steady-state adalah :

$$\underline{Q} + \underline{W} = \left(e_2 + \frac{P_2}{\rho_2 j} + \frac{v_2^2}{2 g_0 j} \right) - \left(e_1 + \frac{P_1}{\rho_1 j} + \frac{v_1^2}{2 g_0 j} \right)$$

dimana, Q = energi yang diberikan, Btu/lb (adiabatic)

W = kerja yang dilakukan poros kompresor, Btu/lb

j = konstanta torsi-mekanis, 778.16 lb ft/Btu

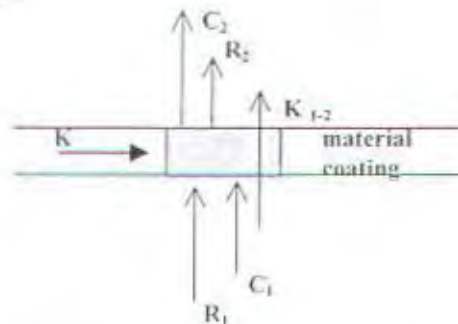
ρ_2, ρ_1 = densitas udara pada T_{a2}, T_{a1} , lb/ft³

P_2, P_1 = Tekanan dari kedua titik acuan, psi

$(e_2), (e_1)$ = energi dalam dari dua titik acuan, Btu/lb

II.5.2 Keseimbangan Kalor didalam Ruang Bakar

Pada kondisi steady-state :



Gambar 4. Aliran gas panas keluar dinding ruang bakar

dimana : R_1 & R_2 : Perpindahan kalor radiasi didalam dan luar ruang bakar

C_1 & C_2 : Perpindahan kalor konduksi dari gas panas dan gas plate

K : Konduksi panas sepanjang dinding ruang bakar \cong kecil

ΔA_{W2} : Luasan dinding ruang bakar sebelah luar $\cong \Delta A_{W1}$

Temperatur yang terjadi pada pembakaran adalah sangat tinggi sehingga tidak menutup kemungkinan panas yang terbuang dari ruang bakar juga cukup tinggi. hal ini dikarenakan adanya aliran fluida gas panas yang mengalir pada dinding ruang bakar keluar. Adapun keseimbangan kalor disini adalah :

Perpindahan Kalor Konveksi Adiabatis

$$q_{AD} = H_g (T_{AD} - T_{out}) \dots\dots\dots(2.19)$$

dimana : H_g = koefisien perpindahan kalor adiabatik

T_{AD} = temperatur dinding dalam ruang bakar

Perpindahan Kalor Radiasi ke Dinding Ruang Bakar

Dengan $\left(\frac{f}{a}\right)$ adalah perbandingan bahan bakar-udara, sehingga dengan T_g merupakan temperatur pembakaran di primary zone dan e_m adalah emisivitas bahan pelapis maka perpindahan kalor radiasi :

$$R_{r_z} = \sigma \left(\frac{e_m + 1}{2} \right) e_g T_g^{1.3} (T_g^{2.3} - T_m^{2.3}) \dots\dots\dots(2.20)$$

Perpindahan Kalor Konveksi ke Pendingin

$$q_c = H_c (T_m - T_c) \dots\dots\dots(2.21)$$

dimana : H_c = koefisien perpindahan kalor konveksi ke pendingin

T_c = temperatur pendingin

Perpindahan Kalor Radiasi ke Pendingin

Asumsi : perbandingan luasan antara ruang bakar dan casing sangat kecil sehingga dapat diabaikan

$$R_{r_c} = \sigma \frac{e_m \times e_{cas}}{e_{cas} + e_m (1 - e_{cas})} \left(\frac{A_m}{A_{cas}} \right) (T_m^4 - T_c^4) \dots\dots\dots(2.22)$$

11.5.3. Proses Gas Panas Pada Turbin

Proses pada turbin tidak jauh dari proses yang terjadi di kompresor akan tetapi proses ini adalah ekspansi. Untuk menentukan besar kerja turbin adalah :

$$W_T = \frac{\text{Energi input}}{j \times \text{mass. flow}} = \frac{\omega \times \text{torque}}{j \times \text{mass. flow}} = \frac{\omega \times \left(\frac{dw}{12g_0} \right) \times (r_2 V_{u2} - r_1 V_{u1})}{j \times m_g} \dots\dots\dots(2.23)$$

bahwa ω = percepatan tangential sudu turbin

$$r_2 = \beta R \quad (\beta = 0.5); r_1 \cong 700 \text{ in.}$$

II.6. Ruang Pembakaran (*Combustion Chamber*)

Untuk menghasilkan efisiensi, kekompakan peralatan, dan emisi yang rendah dari ruang pembakaran pada turbin gas khususnya untuk aplikasi industri dengan membuat kondisi operasional yang lebih lebar pada saat sistem dioperasikan, kondisi operasional tersebut meliputi sistem start, akselerasi dan deselerasi pada beban penuh.

Beberapa hal yang berkaitan dengan ruang bakar turbin gas adalah :

- Pelepasan energi kimia dari bahan bakar dalam ruang bakar
- Minimum pressure drop pada saat peralatan dioperasikan
- Keandalan harus lebih dari overhaul engine
- Distribusi temperatur mendekati uniform pada masukan stator turbin
- Efisiensi pembakaran tinggi (low emission)

Terdapat tiga daerah utama pada ruang pembakaran yaitu difuser, primary zone, dan secondary zone.

Difuser merupakan daerah transisi antara keluaran kompresor dan masukan ruang bakar. Faktor penting dalam menurunkan pressure lose adalah dengan menurunkan kecepatan udara kompresor. Kecepatan udara pada kompresor axial adalah berkisar 500-600 ft/s. *Primary zone* berfungsi sebagai manifold. Pada bagian ini merupakan tempat dimana bahan bakar diinjeksikan dan dibakar. Bahan bakar yang diinjeksikan merupakan percampuran kimiawi (stoikiometri) antara bahan bakar dengan udara dalam kondisi uniform. Sistem penginjeksi bahan bakar harus mampu beroperasi pada kondisi sampai pada beban penuh. Kecepatan udara pada kondisi operasi sangat menentukan kecepatan pembakaran yang terjadi pada ruang bakar. Ukuran butiran bahan bakara merupakan fungsi dari tekanan bahan

bakar yang masuk kedalam pembakaran, lain halnya dengan bahan bakar liquid yang harus dievaporasikan terlebih dahulu sebelum mengalami pembakaran. Pengevaporasian bahan bakar liquid rata rata memiliki luas permukaan yang lebih besar bila diinjeksikan pada kecepatan tinggi. Penginjeksian bahan bakar pada kecepatan tinggi menyebabkan butiran yang lebih kecil karena mengalami pengkabutan (atomizing). Jika butiran bahan bakar kecil akan terjadi penetrasi yang baik pada aliran udara tetapi jika butiran bahan bakar lebih besar dan waktu pengevaporasian menurun sehingga menghasilkan pembakaran yang buruk. Pada umumnya sistem pembakaran pada turbin gas menggunakan nozzle dengan ukuran tetap. Ini berarti bahwa bahan bakar pada kondisi idle dan daya penuh yang diinjeksikan adalah sama untuk masing-masing nozzle.

Tipe-tipe Sistem Pembakaran

Pada prinsipnya tipe-tipe sistem pembakaran ada tiga macam yang digunakan untuk pemakaian turbin gas. Tiga macam tipe sistem pembakaran ini adalah *can type*, *annular type* dan *can-annular type*.

Ruang bakar *can type* merupakan perpaduan diameter antara liner dengan casing. Ruang bakar ini lebih banyak digunakan pada turbin gas dengan kompresor sentrifugal. Pada tipe ini udara yang meninggalkan difuser kompresor dikelompokkan dalam beberapa sambungan pada masing-masing ruang bakar. Tipe ruang bakar ini mempunyai kekuatan struktur yang baik tanpa dipengaruhi oleh beratnya. Masing-masing ruang bakar mudah diinspeksi, diputar, dan dipindahkan untuk menghasilkan sejumlah daya besar dibandingkan dengan sistem yang lebih besar. Untuk aliran udara yang sama dimana diameter dari

ruang bakar tipe ini kecil akan menghasilkan temperatur udara yang bervariasi pada saat gas panas bercampur dengan bahan bakar.

Ruang bakar tipe *annular* memiliki satu atau dua sambungan. Bahan bakar masuk melalui *nozzle* pada *primary zone* selain itu juga masuk kedalam *secondary zone* sebagai *cooling* dan *sealing*. Keuntungan pemakaian dari ruang bakar tipe *annular* ini adalah pengaturan ruangan yang sangat efektif dan mudah untuk menghindari campuran tidak uniform antara bahan bakar dan udara yang masuk kedalam ruang bakar serta memiliki *pressure drop* yang rendah. Kerugian pemakaian dari ruang bakar *annular* adalah sulitnya perbaikan liner tanpa memindahkan beberapa komponen peralatan engine serta lemahnya struktur dari bahan ruang bakar. Penggunaan ruang bakar tipe *cannular* hanya beberapa pada turbin gas. Desain dari *cannular* termasuk penempatan didalam ruang bakar silindrikal, masing-masing bisa menyalurkan udara dan bahan bakar melalui *nozzle* pada *primary zone*, sebagai pendinginan dan *sealing* pada *secondary zone*. Dari segi struktur tipe ini tidak diragukan lagi dibandingkan tipe *annular*, serta didesain sedemikian rupa sehingga distribusi temperatur dari *nozzle* masukan dapat merata.

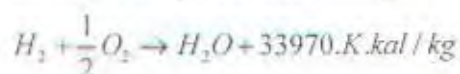
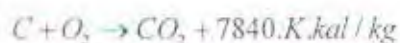
Pada ruang bakar ideal memiliki *pressure drop* kecil pada efisiensi pembakaran 100 % dengan temperatur keluaran uniform pada stabilitas operasi dengan kemampuan dibawah kondisi operasi. Tetapi sangat tidak mungkin untuk membuat suatu sistem dengan efisiensi 100 % tersebut, salah satu faktor penting yang harus dipahami adalah adanya *pressure loss* dalam aliran gas panas untuk menstabilkan pembakaran dan campuran bahan bakar udara. Kecepatan pembakaran harus lebih rendah dari udara *secondary* yang keluar dari *nozzle*.

II.7. Teori Pembakaran

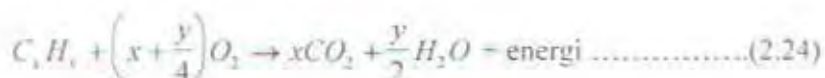
Pembakaran (combustion) adalah pencampuran secara kimia dari berbagai zat yang melibatkan oksigen sebagai oksidator dengan bahan bakar pada temperatur tinggi dan tekanan tertentu. Bahan bakar yang digunakan untuk pembakaran pada turbin gas adalah hidrokarbon baik itu berupa gas ataupun berbentuk liquid, secara umum hidrokarbon dapat dirumuskan dengan C_xH_y .

II.7.1. Pembakaran Sempurna

Pembakaran sempurna terjadi bila ada pembebasan sejumlah panas yang terkandung dalam bahan bakar dan menekan jumlah panas yang hilang karena tidak sempurnanya pembakaran serta adanya panas yang terserap oleh udara pembakar. Persamaan dasar pembakaran antara unsur karbon dan hidrogen dengan oksigen adalah :



untuk pembakaran sempurna antara hidrokarbon dengan oksigen reaksi yang terjadi secara umum adalah :



sehingga jumlah udara kering yang diinginkan dalam reaksi diatas adalah :

$$\frac{\text{mol udara.kering}}{\text{mol } C_xH_y} = \frac{x + y/4}{0,2095}$$

sedangkan prosentase excess air udara kering yang dibutuhkan didefinisikan sebagai perbandingan antara udara yang dibutuhkan dengan udara teoritis.

$$\% excess air = \left(\frac{S - R'}{R'} \right) \times 100 \dots\dots\dots(2.25)$$

11.7.2. Energi yang Terbangkit selama Pembakaran

Setiap proses pembakaran yang melibatkan bahan bakar dan udara akan menghasilkan sejumlah energi. Pembakaran pada volume konstan berarti tidak ada kerja yang dapat dilakukan. Dari hukum pertama termodinamika tentang laju perpindahan panas yang terjadi sama dengan energi dalam yang terbangkit.

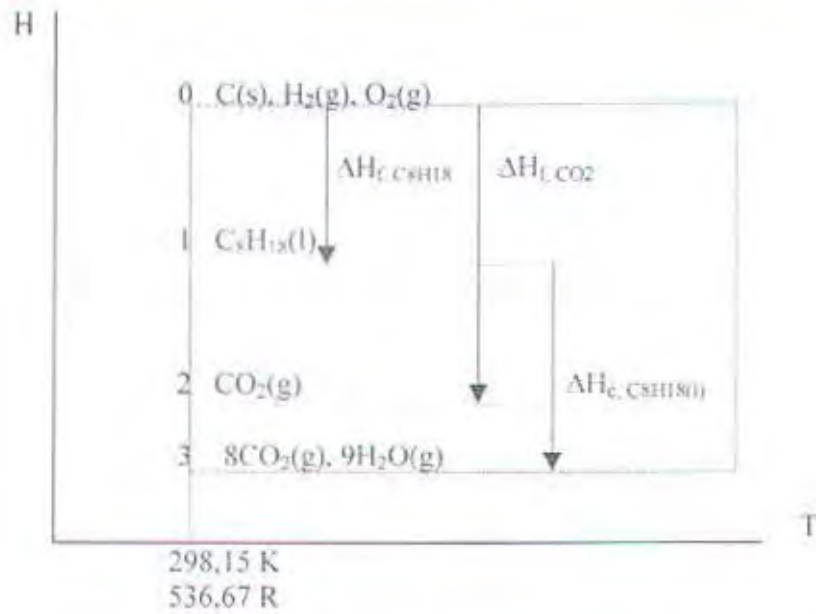
$$\dot{Q} = \dot{U}_{P,T_2} - \dot{U}_{R,T_1} \dots\dots\dots(2.26)$$

dimana : \dot{Q} = laju perpindahan selama pembakaran

\dot{U} = energi dalam

11.7.3. Enthalpi Pembentukan

Enthalpi adalah energi yang terkandung dalam suatu zat bila zat tersebut mengalami proses pembakaran. Enthalpi pembentukan (ΔH_f) menunjukkan perubahan enthalpi positif atau negatif bila 1 mol campuran terbentuk pada kondisi standar pada tekanan konstan. Pada temperatur tinggi campuran yang terkandung dalam bahan bakar akan menghasilkan enthalpi yang pada akhirnya merupakan hasil dari sejumlah energi dalam pada tekanan konstan. Berikut evaluasi diagram dari enthalpi-temperatur pada enthalpi pembakaran untuk C_8H_{18} (liquid) dan CO_2 adalah :



Grafik 2. Enthalpi pembentukan C_8H_{18} (liquid) dan CO_2

Berdasarkan diagram diatas panas pembentukan dari C_8H_{18} (liquid) dan CO_2 dapat dihitung dari persamaan :

$$\begin{aligned}\Delta H_{f, C_8H_{18}} &= H_1 - H_0 \\ \Delta H_{f, CO_2} &= H_2 - H_0\end{aligned}\quad \dots\dots\dots(2.27)$$

dengan catatan bahwa untuk harga CO_2 diambilkan dari daftar properties zat pada temperatur 298,15 K (536,67 R).

II.7.4. Enthalpi Pembakaran

Enthalpi pembakaran atau panas pembakaran pada tekanan konstan (ΔH_c) didefinisikan sebagai perpindahan kalor bila 1 mol substansi (zat) dibakar secara sempurna pada tekanan konstan untuk kemudian mendingin pada temperatur initial bahan bakar. Berdasarkan diagram enthalpi-temperatur diatas, enthalpi pembakaran karbon (C) adalah :

$$\Delta H_{c, C} = H_2 - H_0 \quad \dots\dots\dots(2.28)$$

Enthalpi pembakaran C_8H_{18} (liquid) dengan semua H_2O dalam produk berbentuk gas dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 C_8H_{18}(l) + 12\frac{1}{2}O_2 &\rightarrow 8CO_2 + 9H_2O(g) \\
 \Delta H_{c, C_8H_{18}}(l) &= H_2 - H_1 \\
 \Delta H_{c, C_8H_{18}}(l) &= (H_2 - H_0) - (H_1 - H_0) \\
 \Delta H_{c, C_8H_{18}}(l) &= \sum (n_i \Delta H_{f,i})_{pr} - \sum (n_i \Delta H_{f,i})_{re}
 \end{aligned}$$

11.8. Higher and Lower Heating Values

Nilai kalor bahan bakar didefinisikan sebagai harga kandungan panas dari bahan bakar dimana besarnya nilai kalor ini berdasarkan jenis bahan bakar yang dipakai. Perhitungan nilai kalor bahan bakar padat dan cair dapat ditaksir dengan menggunakan persamaan *Dulong-Petit*, bila analisa bahan bakar yang tersedia lengkap :

$$\begin{aligned}
 HHV &= 14544C + 62028\left(H - \frac{O}{8}\right) + 4050S \quad \text{btu/lb} \\
 HHV &= 8080C + 3446\left(H - \frac{O}{8}\right) + 2250S \quad \text{kkal/kg} \\
 HHV &= 33950C + 144200\left(H - \frac{O}{8}\right) + 9400S \quad \text{kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Pada proses pembakaran besarnya perubahan energi yang dikandung dalam bahan bakar dengan energi panas adalah tidak sama. Selanjutnya energi panas yang dapat dibangkitkan dari proses pembakaran juga tidak seluruhnya dapat dimanfaatkan. Dengan menganggap tunak, hukum kekekalan energi diberikan oleh persamaan :

$$q_u = HHV - m_{H_2O} h_{fg} - q_r - q_{2,h} \dots \dots \dots (2.29)$$

dimana : HHV = higher heating value

m_{H_2O} = total massa H_2O

q_u = panas yang berguna

q_{gb} = panas yang dibawa gas buang

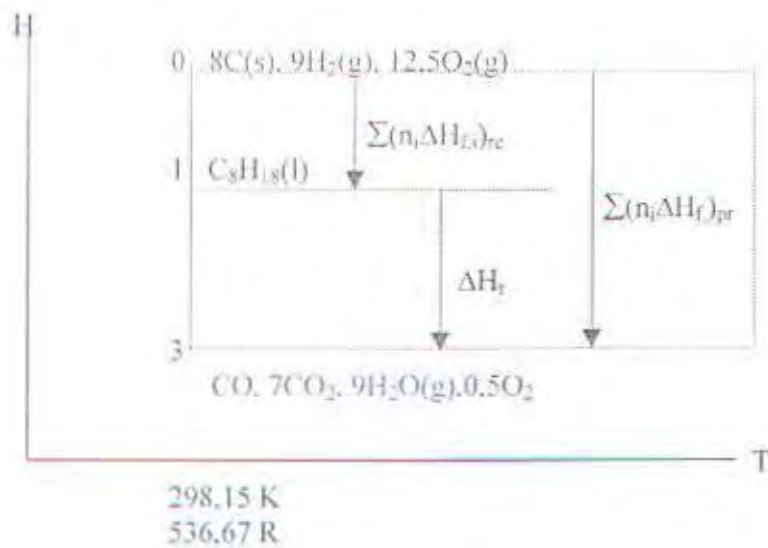
q_l = panas yang keluar

Sedangkan untuk lower heating value terjadi bila air yang terbentuk pada pembakaran berbentuk vapor adalah :

$$LHV = HHV - m_{H_2O} h_{fg}$$

II.9. Reaksi Enthalpi

Reaksi enthalpi (ΔH_r) didefinisikan sebagai perpindahan kalor yang terjadi pada reaksi kimia spesifik saat reaktan dan produk memiliki temperatur dan tekanan konstan.



Grafik 3. Reaksi enthalpi bahan bakar C_8H_{18}

Sehingga ΔH_r menjadi :

$$\begin{aligned} \Delta H_r &= H_3 - H_1 = (H_3 - H_0) - (H_1 - H_0) \\ \Delta H_r &= \sum (n_i \Delta H_{f,i})_{pr} - \sum (n_i \Delta H_{f,i})_{rc} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (2.30)$$

II.10. Keramik sebagai Lapisan Ruang Bakar

Keramik adalah bahan anorganik bukan logam yang sukar leleh pada temperatur tinggi dan kebanyakan digunakan dalam industri terutama untuk bahan tungku. Dengan berjalannya perkembangan teknologi diperlukan bahan yang dapat tahan terhadap temperatur tinggi dan pengembangan bahan tahan temperatur tinggi mempercepat kemajuan lanjut teknologi temperatur tinggi, bahkan banyak bahan yang memiliki titik cair dan temperatur penguraian diatas 2000°C tetapi jumlah bahan tersebut yang dapat dipergunakan secara praktis adalah terbatas sekali. Mempergunakan keramik sebagai komponen pelapis memiliki banyak masalah. Kegetasannya akan menyebabkan retak bila terkena suatu gaya atau tekanan dan temperatur tinggi, tetapi kemajuan teknologi sekarang dalam teori dan teknologi keramik memberikan jalan untuk memecahkan permasalahan diatas.

II.10.1. Keramik ZrO_2

Dari sistem periodik terlihat bahwa zirconium memiliki nomor atom 40 dan nomor massa 91,224 serta terletak pada golongan IV B. Dengan termasuk pada golongan IV B maka zirconium merupakan unsur yang tidak stabil karena memiliki electron valensi 2^+ sehingga bila terkena temperatur tinggi maka unsur ini akan mudah mengalami transformasi. Tetapi apabila zirconium bercampur dengan unsur lain maka akan memiliki kestabilan dan ketahanan pada temperatur tinggi, hal ini tidaklah heran jika didunia industri terutama pada industri daya banyak juga pemakaian ZrO_2 sebagai bahan lapisan pada tungku temperatur tinggi.

s-block		d-block										p-block						s-block
1	2											13	14	15	16	17	18	
New Designation												Non-Metals						
IA												IIIA	IVA	VA	VIA	VIIA	VIIIA	
Period		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12							
1	H	He											B	C	N	O	F	Ne
2	Li	Be											B	C	N	O	F	Ne
3	Na	Mg											Al	Si	P	S	Cl	Ar
4	K	Ca	Sc	Ti	V	Cr	Mn	Fe	Co	Ni	Cu	Zn	Ga	Ge	As	Se	Br	Kr
5	Rb	Sr	Y	Zr	Nb	Mo	Tc	Ru	Rh	Pd	Ag	Cd	In	Sn	Sb	Te	I	Xe
6	Cs	Ba	La	Hf	Ta	W	Re	Os	Ir	Pt	Au	Hg	Tl	Pb	Bi	Po	At	Rn
7	Fr	Ra	Ac	Th	Pa	U	Np	Pu	Am	Cm	Bk	Cf	Es	Fm	Md	No	Lr	

Atomic #, Symbol, Atomic Mass, Phases (Solid, Liquid, Gas), Mass Numbers in Parentheses are from the most stable of common isotopes.

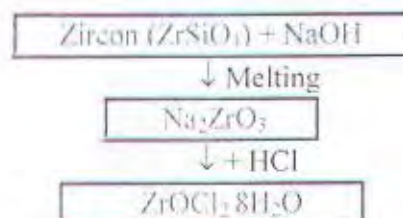
Gambar 5. Tabel unsur periodik

Apabila zirconium bercampur dengan oksidanya (O_2) maka akan terbentuk ZrO_2 dan dikenal dengan *zirconia*. Pada temperatur ruangan zirconia murni memiliki struktur molekul berbentuk monoklinik dan akan mengalami transformasi menjadi tetragonal pada temperatur $1000^\circ C$. Dengan mengalami transformasi ini maka struktur ini akan mengalami perubahan volume sehingga mudah mengalami keretakan karena ketidakstabilannya pada struktur atomnya.



Gambar 6. Struktur atom Zirconium

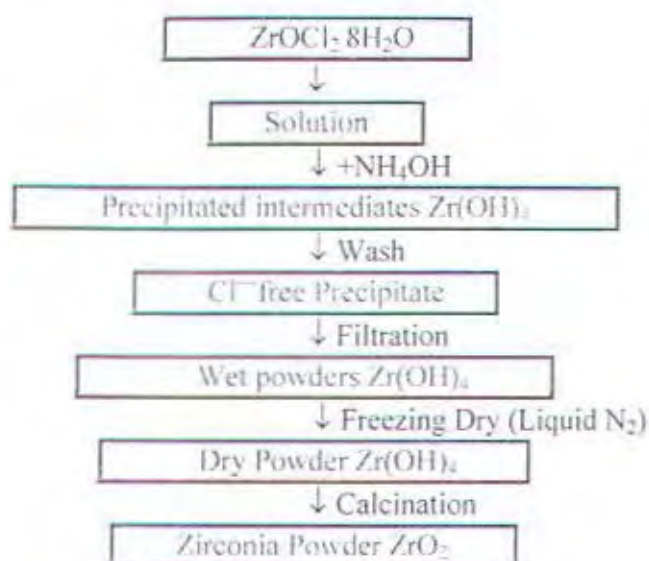
Keramik ZrO_2 banyak digunakan dalam industri pelapisan, pewarnaan untuk bahan pengecatan dan sebagai keramik elektronik. Beberapa keuntungan dari zirconia murni juga bisa digunakan sebagai zat tambahan untuk refraktori oksida lainnya terutama bila dicampurkan dengan magnesia dan alumina pada temperatur tinggi. Secara fisik keramik ZrO_2 terbentuk pada temperatur tinggi dan berupa serbuk putih yang dibuat dengan cara reaksi kalsinasi dengan proses sol-gel atau dengan rekristalisasi intermediate. Zirconia biasanya dibuat dari zircon (ZrSiO_4), untuk membuat zirconia dari zircon langkah pertama yang dilakukan adalah dengan :



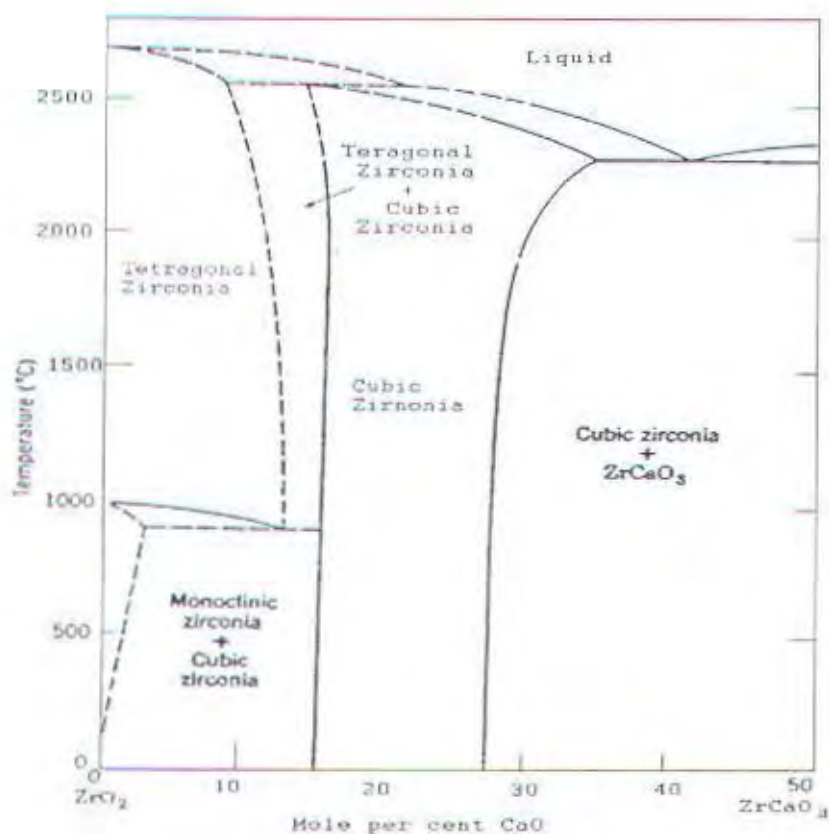
Bagan 1. Reaksi pembuatan zirconia dari zircon

Ada dua cara yang digunakan untuk membuat zirconia dari zirconil klorida yaitu dengan thermal decomposition dan precipitation.

- Thermal decomposition, zirconil klorida dipanaskan sampai 200°C sehingga akan mengalami dehidrasi dan akan menjadi ZrOCl_2 , kemudian pencampuran dengan gas klorine dan akan menjadi zirconia pada temperatur yang lebih tinggi.
- Precipitation; dalam hal ini menggunakan reaksi kimia untuk mendapatkan zirconia hidroksida lebih lanjut, berikut proses pencampuran untuk mendapatkan zirconia :



Bagan 2. Metode precipitasi zircon

Grafik 4. Temperatur pembentukan ZrO_2

II.10.2 Sifat-sifat Mekanik ZrO_2

Sifat-sifat Elastisitas

Beberapa material akan mengalami deformasi bila mendapat suatu gaya atau tekanan, bila tekanan ini cukup kecil dalam waktu singkat maka deformasi atau regangan mengecil jika tekanan dihilangkan. Kondisi dimana terdapat hubungan antara tegangan dan regangan disebut elastisitas bahan. Hubungan antara tegangan dan regangan akan ditunjukkan sebagai berikut :

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \dots\dots\dots(2.30)$$

dimana : E = elastisitas bahan

σ = regangan

ε = tegangan

sedangkan besar modulus geser dapat dihitung dengan :

$$G = \frac{\tau}{\gamma} \dots\dots\dots(2.31)$$

dengan : G = modulus geser

τ = tegangan geser

γ = regangan geser

dengan memasukkan (2.26) kedalam persamaan (2.34) maka akan didapatkan :

$$E = 2G(1 + \mu) \dots\dots\dots(2.32)$$

$$\text{dengan } \mu = -\frac{\Delta d}{\Delta l} \frac{d}{l} \leq 0,5$$

Deformasi Viscous

Benda akan mengalami deformasi bila terkena tegangan viscous hal ini akan menyebabkan keretakan pada bahan tersebut. Keretakan terjadi bila terdapat

konsentrasi tegangan pada lekukan dimana dimungkinkan adanya konsentrasi tegangan. Bila tekanan luar terjadi pada keramik maka akan terjadi pergeseran interatomik didalam keramik pada jarak tertentu. Besar aliran viscous yang terjadi pada keramik saat terjadi deformasi adalah :

$$\eta = \sigma_s \frac{dx}{dv}$$

Sifat-sifat dan Perlakuan terhadap Temperatur Tinggi

Pada saat keramik diberikan perlakuan terhadap panas maka energi dalam bahan akan mengalami perubahan. Sifat-sifat thermal keramik meliputi thermal expansion, heat capacities, dan thermal conductivities sedangkan perlakuan panas yang diberikan meliputi thermal stresses dan high-temperature deformation.

Thermal expansion adalah kemampuan bereaksinya interatomic suatu bahan karena adanya perubahan temperatur diantara ruangan struktur atom-atom keramik. Dalam struktur keramik ZrO_2 atom-atomnya tersebar sehingga ruang antar ionic makin lebar sehingga akan memperbesar kemungkinan terjadinya reaksi interatomik. Kapasitas panas dari keramik adalah kapasitas yang terkandung didalam material/bahan yang dapat digunakan untuk menganalisa besarnya diferensial thermal. Besarnya kapasitas panas suatu bahan tergantung dari jenis bahan keramik.

Konduktivitas thermal keramik sangat berbeda dengan konduktivitas bahan metal, hal ini disebabkan karena keramik memiliki sedikit elektron bebas dan adanya energi radiant yang terkandung dalam keramik. Pengaruh dari elektron bebas adalah mengurangi konduktivitas thermal pada temperatur tinggi, karena pada keramik ZrO_2 murni memiliki electron bebas kecil maka konduktivitas keramik ini juga rendah.

II.11. Keramik Hastelloy-X

Keramik Hastelloy-X adalah keramik campuran dari Nikel, Crom, Aluminium dan Yittrium. Penggunaan keramik ini dimaksudkan untuk meningkatkan efisiensi thermal turbin gas. Hastelloy-X direkomendasikan khusus untuk penggunaan aplikasi furnace dan ruang bakar turbin gas mengingat adanya oksidasi, reduksi dan atmosfer netral. Hastelloy-X yang biasa disebut alloy X digunakan untuk melapisi pada bagian komponen-komponen turbin gas seperti transition duct, combustor cans, spray bars dan cabin heater.

Ketahanan Terhadap Panas

Hastelloy-X adalah campuran Nikel yang banyak digunakan untuk komponen pada turbin gas terutama pada ruang bakar turbin dan beberapa aplikasi furnace yang lain. Campuran superalloy Nikel memiliki kekuatan terhadap temperatur tinggi dan ketahanan terhadap oksidasi. Semua produk dibuat dengan pembentukan dan pengelasan yang baik. Kekuatan dan ketahanan terhadap temperatur tinggi yang mampu sampai suhu 2200 °F dan dalam kondisi baik setelah pemakaian lebih dari 8700 jam sehingga ini merupakan keunggulan pemakaian keramik ini. Bentuk molekul Hastelloy-X ini berbentuk tetragonal yang tidak mudah mengalami transformasi pada saat proses pemanasan terjadi, sehingga dalam pemakaiannya akan lebih menguntungkan.

BAB III

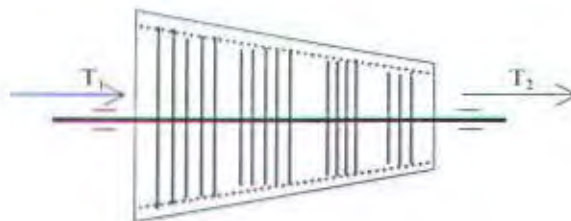
PERHITUNGAN PEMBAKARAN DAN EFISIENSI THERMAL DENGAN PEMODELAN MATEMATIS

Dalam perhitungan pembakaran dan efisiensi thermal akan didekati dengan menggunakan pemodelan matematis. Berikut persamaan yang dipakai dalam pemodelan matematis dan semua hasil perhitungan ditabelkan pada lampiran.

III.1. Proses Aerodinamika didalam Kompresor

III.1.1. Temperatur Selama Proses Kompresi

Proses kompresi terjadi pada tarikan udara masuk didalam kompresor 17 tingkat. Kondisi udara adalah pada tekanan dan temperatur udara ruang dengan terlebih dulu melalui filter air sebelum menuju kedalam kompresor.



$$T_{ak} = \Delta T_o (1 - A_{tm})$$

$$T_{ak} = (T_2 - T_1)(1 - A_{tm})$$

dengan T_{ak} adalah temperatur udara kompresi ($^{\circ}\text{F}$) dan A_{tm} adalah faktor koreksi temperatur pada proses kompresi dengan pressure ratio 4.14 (lihat grafik 7. Sawyer's, 1982)

III.1.2. Kompresi Isentropik

Didalam kompresor proses yang terjadi adalah kompresi adiabatik isentropis

dengan $\Delta S = 0$ dan panas spesifik pada T_2 adalah $\gamma \equiv \frac{c_p}{c_v}$; $c_p - c_v = R/j$ sehingga

dapat dicari perbandingan tekanan didalam kompresor $\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^\gamma = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$

III.1.3. Efisiensi Isentropik

Untuk mencari besarnya efisiensi kompresor pada kondisi isentropic maka akan diidealisasi terlebih dulu fluida sebagai gas sempurna, sehingga didapatkan :

$$\eta = \frac{\text{isentropik,work}}{\text{actual,work}} = \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]}{\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right)}$$

Efisiensi Politropik

Efisiensi politropik merupakan faktor konversi untuk menentukan efisiensi isentropik kompresor.

$$\eta_\tau = \frac{\left[\left(1 + \frac{dT_0}{T_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]}{\frac{dT_0}{T_0}}$$

Efisiensi Isentropik Kompresor (aktual)

Dari persamaan politropik didapatkan efisiensi kompresor sebesar :

$$\eta_c = \frac{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\eta_{is}\gamma}} - 1 \right]}$$

III.1.4. Mach Number Pada Compressible Flow

Mach number akan mempengaruhi kompresibilitas udara didalam kompresor yang akan merubah distribusi kecepatan sepanjang sudu impeller. Dengan v adalah kecepatan alir udara kompresor (ft/s); g_0 adalah percepatan gravitasi (32.2 ft/s^2); R adalah konstanta gas ($1545.32 \text{ ftlb/lb mol } ^\circ\text{F}$) dan besarnya Mach number sama

dengan $M = \frac{v}{a} = \frac{v}{\sqrt{g_0 \gamma R T_{0,K}}}$. Sehingga temperatur dan tekanan statis (stagnant)

kompresor terjadi pada temperatur T_0 dan P_0 adalah $T_0 = T_{0,K} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)$ dan

$$P_0 = P_2 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}.$$

III.1.5. Laju Alir Massa Rata-rata

Dari persamaan kontinuitas, laju alir massa udara dari kompresor dengan A_{ref} merupakan luasan yang dilalui udara adalah

$$m = M \left(\frac{g_0 \gamma}{R} \right)^{0.25} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \frac{A_{ref} P_0}{\sqrt{T_0}}$$

III.1.6. Kerja Kompresor

Dengan persamaan kecepatan alir udara kompresor $v = \left(\frac{2P}{\rho} \right)^{0.5}$ maka kerja kompresor yang dilakukan selama proses kompresi pada kondisi steady-state adalah :

$$Q + W = \left(e_2 + \frac{P_2}{\rho_2 j} + \frac{v_2^2}{2g_0 j} \right) - \left(e_1 + \frac{P_1}{\rho_1 j} + \frac{v_1^2}{2g_0 j} \right) \text{ (Btu/lbm)}$$

dimana, Q = energi yang diberikan, Btu/lb (adiabatic)

W = kerja yang dilakukan poros kompresor, Btu/lb

j = konstanta torsi-mekanis, 778.16 lb ft/Btu

ρ_2, ρ_1 = densitas udara pada T_{a2}, T_{a1} , lb/ft³

$(e_2), (e_1)$ = energi dalam dari dua titik acuan, Btu/lb

III.2. Keseimbangan Kalor didalam Ruang Bakar

III.2.1. Perpindahan Kalor Konveksi Adiabatis

Pada perpindahan kalor konveksi ini banyak parameter yang mempengaruhi antara lain ditentukan oleh $R_e = \frac{\rho v D}{\mu}$, dengan μ adalah viskositas kinematik dan

D merupakan diameter ruang bakar. Sedangkan massa udara pendingin ditentukan

dari $m = \frac{\rho_c v_c}{\rho_g v_g}$ dengan perbandingannya $\frac{z}{m A_g}$ sedangkan A_g adalah diameter

lubang pendingin (0.013 ft) dan z merupakan jarak downstream lubang pendingin

diasumsikan 0.05 in (Sawyer's, 1982). Dan temperatur adiabatik dinding ruang

bakar dihitung dengan $T_{(w)} = T_g - \eta (T_g - T_c)$ dengan η adalah efisiensi pendinginan

(lihat grafik 41. Sawyer's, 1982). Ketebalan keramik memiliki pengaruh terhadap temperatur dinding ruang bakar (T_{brick}), hubungan ini ditunjukkan dengan $T_{ml} = T_{AD} - T_{brick}$. Koefisien perpindahan kalor konveksi dihitung

dengan $H_g = 0.023 \frac{k_g}{D} Re_x^{0.8} Pr^{0.3}$ dengan k_g adalah konduktivitas thermal gas panas

sehingga besarnya perpindahan kalor konveksi adiabatik $q_{AD} = H_g (T_{AD} - T_{ml})$ dan

temperatur dinding luar ruang bakar yang sebenarnya didapatkan dengan

$T_w = T_{AD} - \frac{q_{AD} \times t_b}{k_p \times A_w}$ dimana t_b adalah ketebalan lapisan keramik ruang bakar.

Konduktivitas thermal bahan (keramik) merupakan konstanta konduktansi bahan yang memiliki pengaruh terhadap perpindahan kalor konveksi. Dalam persamaan (2.19) terlihat bahwa koefisien perpindahan kalor merupakan fungsi dari konduktivitas thermal. Konduktivitas thermal keramik Hastelloy-X dan ZrO_2 memiliki kisaran $0.6-0.8 \frac{Btu}{hr ft F}$ (Kreith, F. 1987). Dengan trial & error akan

digunakan konduktivitas thermal keramik $0.6 \frac{Btu}{hr ft F}$. Kehilangan energi

didalam ruang bakar adalah hal yang tidak diharapkan oleh seorang designer, karena akan mengurangi efisiensi thermis turbin gas. Untuk mengurangi hal tersebut serta menghindari adanya keretakan, konsentrasi temperatur yang besar maka ruang bakar harus dilapisi oleh suatu isolator panas keramik. Ketebalan keramik yang ideal yang digunakan antara 0.04–0.06 in (Schilke, 1982), ini didasarkan pada perhitungan dan analisa; bahwa ketebalan bahan pelapis akan mengurangi volume pembangkitan energi. Selain itu ketebalan juga akan mempengaruhi perpindahan kalor konveksi dan radiasi terhadap pendingin.

III.2.2 Perpindahan Kalor Radiasi ke Dinding Ruang Bakar

Emisivitas gas panas didalam ruang bakar dipengaruhi oleh perbandingan bahan

bakar – udara dan dihitung dengan $e_g = 250P_z \left(\frac{f}{a} \right)^{0.5} T_g^{-1.5}$ sehingga dengan T_g

merupakan temperatur pembakaran di primary zone dan e_m adalah emisivitas

bahan pelapis maka perpindahan kalor radiasi $R_r = \sigma \left(\frac{e_m + 1}{2} \right) e_g T_g^{1.5} (T_g^{2.5} - T_m^{2.5})$.

Nilai emisivitas merupakan konstanta energi yang diterima oleh suatu bahan sebagai akibat dari pancaran sumber yang berenergi lebih tinggi. Emisivitas keramik mempunyai pengaruh terhadap perpindahan kalor radiasi. Didalam ruang bakar turbin gas perpindahan kalor yang terjadi tidak hanya radiasi namun ada perpindahan kalor lain disamping juga ada losses pembakaran. Dalam hal ini keramik baik Hastelloy-X dan ZrO_2 memiliki nilai emisivitas antara 0.7-0.8

$\frac{Btu}{hr \cdot ft^2 \cdot F}$ (Perry's, 1987). Dengan trial & error didapatkan emisivitas keramik

ideal $0.7 \frac{Btu}{hr \cdot ft^2 \cdot F}$.

III.2.3. Perpindahan Kalor Konveksi ke Pendingin

Pada perpindahan kalor konveksi ini banyak parameter yang mempengaruhi

antara lain ditentukan oleh $R_v = \frac{\rho v D}{\mu}$, dengan μ adalah viskositas kinematik dan

D merupakan diameter ruang bakar dan L adalah panjang ruang bakar.

Koefisien perpindahan kalor konveksi ke pendingin

$H_c = 0.23 \frac{k_c}{D} R_v^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \left\{ 1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{0.7} \right\}$, sehingga perpindahan kalor konveksi ke pendingin $q_c = H_c (T_m - T_c)$.

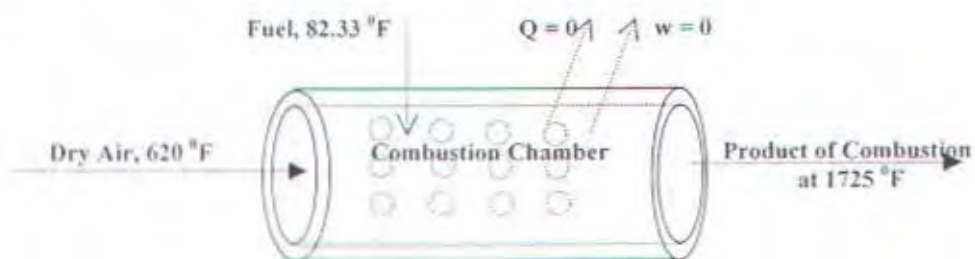
III.2.4. Perpindahan Kalor Radiasi ke Pendingin

Asumsi perbandingan luasan antara ruang bakar dan casing sangat kecil sehingga dapat diabaikan dan σ adalah konstanta Stefan-Boltzman, e_m dan e_{cas} adalah emisivitas dinding ruang bakar dan casing

$$R_q = \sigma \frac{e_m \times e_{cas}}{e_{cas} + e_m (1 - e_{cas}) \left(\frac{A_m}{A_{cas}} \right)} (T_m^4 - T_c^4)$$

III.3. Proses Pembakaran di dalam Ruang Bakar

III.3.1. Excess Air



Asumsi : - Pada kondisi steady state : $Q = 0 = H_{pr} - H_{re}$

- Kecepatan gas masuk dan keluar diabaikan

Bahan bakar yang digunakan untuk pembakaran pada turbin gas adalah gas alam (natural gas) 100% yang memiliki kandungan berbagai macam unsur karbon berantai banyak. Dari data akan dicari excess air dari bahan bakar tersebut.

III.3.2. Excess Air dari Methana (CH_4)_g

Pada pembakaran methane : $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$

$\frac{\text{mol udara kering}}{\text{mol CH}_4}$ dari reaksi diatas dapat dijabarkan reaksi yang lebih kompleks

dari pembakaran methana : $\text{CH}_4 + x\text{DA} \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + x\text{DA} - 2\text{O}_2$

Dari table A.3, A.7, dan B.1, B2 (Bathie, 1995) dan pada $T_{\text{air}} = 620^\circ\text{F}$;

$$\bar{h}_{\text{air}, 620} = 131,1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

$$\text{Enthalpi produk (H}_{\text{pr}}) = \sum \left(n_i \bar{h}_{i, 725} \right)_{\text{pr}} = -304056,475 + 2353,15x \dots\dots\dots(1)$$

$$\text{Enthalpi reaktan (H}_{\text{re}}) = \Delta H_f \text{CH}_4 + x \bar{h}_{\text{air}, 620}$$

$$= -32,162 + x131,1 \dots\dots\dots(2)$$

Dari persamaan (1) dan (2) didapatkan :

$$x = \frac{304024,313}{2353,15 - 131,1} = 136,82; \text{ sehingga \% excess air} = \left(\frac{x - 9,54}{9,54} \right) \times 100$$

III.3.3. Excess Air dari Ethana (C_2H_6)_g

Pada pembakaran ethana : $\text{C}_2\text{H}_6 + 3,5\text{O}_2 \rightarrow 2\text{CO}_2 + 3\text{H}_2\text{O}$

$\frac{\text{mol udara kering}}{\text{mol C}_2\text{H}_6}$ dari reaksi diatas dapat dijabarkan reaksi yang lebih kompleks

dari pembakaran ethana : $\text{C}_2\text{H}_6 + x\text{DA} \rightarrow 2\text{CO}_2 + 3\text{H}_2\text{O} + x\text{DA} - 3,5\text{O}_2$

Dari table A.3, A.7, dan B.1, B2 (Bathie, 1995) dan pada $T_{\text{air}} = 620^\circ\text{F}$;

$$\bar{h}_{\text{air}, 620} = 131,1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

$$\text{Enthalpi produk (H}_{pr}) = \sum \left(n_i \bar{h}_{i725} \right)_{pr} = -524960,57 + 2353,15x \dots\dots\dots(1)$$

$$\begin{aligned} \text{Enthalpi reaktan (H}_{re}) &= \Delta H_f C_3H_8 + x \bar{h}_{air,620} \\ &= -36,408 + x131,1 \dots\dots\dots(2) \end{aligned}$$

Dari persamaan (1) dan (2) didapatkan :

$$x = \frac{524924,16}{2222,05} = 236,234 ; \text{ sehingga \% excess air} = \left(\frac{x - 16,706}{16,706} \right) \times 100$$

III.3.4. Excess Air dari Propana (C₃H₈)_g

Pada pembakaran propana : $C_3H_8 + 5O_2 \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O$

$\frac{\text{mol udara kering}}{\text{mol } C_3H_8}$ dari reaksi diatas dapat dijabarkan reaksi yang lebih kompleks

dari pembakaran ethana : $C_3H_8 + xDA \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O + xDA - 5O_2$

Dengan menggunakan table A.3, A.7, dan B.1, B.2 (Bathie,1995) dan pada T_{air} =

$$620^\circ\text{F}; \bar{h}_{air,620} = 131,1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

$$\text{Enthalpi produk (H}_{pr}) = \sum \left(n_i \bar{h}_{i725} \right)_{pr} = -745864,68 + 2353,15x \dots\dots\dots(1)$$

$$\begin{aligned} \text{Enthalpi reaktan (H}_{re}) &= \Delta H_f C_3H_8 + x \bar{h}_{air,620} \\ &= -44,647 + x131,1 \dots\dots\dots(2) \end{aligned}$$

Dari persamaan (1) dan (2) didapatkan :

$$x = \frac{747927}{2222,05} = 336,59 ; \text{ sehingga \% excess air} = \left(\frac{x - 23,866}{23,866} \right) \times 100$$

III.3.5. Excess Air dari Butana (C_4H_{10})_g

Pada pembakaran butana : $C_4H_{10} + 6,5O_2 \rightarrow 4CO_2 + 5H_2O$

$\frac{\text{mol udara kering}}{\text{mol } C_4H_{10}}$ dari reaksi diatas dapat dijabarkan reaksi yang lebih kompleks

dari pembakaran ethana : $C_4H_{10} + xDA \rightarrow 4CO_2 + 5H_2O + xDA - 6,5O_2$

Dengan menggunakan table A.3, A.7, dan B.1, B.2 (Bathie,1995) dan pada $T_{air} =$

$$620^\circ F; \bar{h}_{air,620} = 131,1 \frac{Btu}{lb}$$

$$\text{Enthalpi produk (H}_{pr}) = \sum \left(n_i \bar{h}_{i,725} \right)_{pr} = -966768,78 + 2353,15x \dots\dots\dots(1)$$

$$\text{Enthalpi reaktan (H}_{re}) = \Delta H_f C_4H_{10} + x \bar{h}_{air,620}$$

$$= -63,48 + x131,1 \dots\dots\dots(2)$$

Dari persamaan (1) dan (2) didapatkan :

$$x = \frac{966705,3}{2222,05} = 435,05 ; \text{ sehingga \% excess air} = \left(\frac{x - 31,026}{31,026} \right) \times 100$$

III.3.6. Excess Air dari Heptana (C_7H_{16})_l

Pada pembakaran heptana : $C_7H_{16} + 11O_2 \rightarrow 7CO_2 + 8H_2O$

$\frac{\text{mol udara kering}}{\text{mol } C_7H_{16}}$ dari reaksi diatas dapat dijabarkan reaksi yang lebih kompleks

dari pembakaran ethana : $C_7H_{16} + xDA \rightarrow 7CO_2 + 8H_2O + xDA - 11O_2$

Dengan menggunakan table A.3, A.7, dan B.1, B.2 (Bathie,1995) dan pada $T_{air} =$

$$620^\circ F; \bar{h}_{air,620} = 131,1 \frac{Btu}{lb}$$

$$\text{Enthalpi produk (H}_{pr}\text{)} = \sum \left(n_i \bar{h}_{i,725} \right)_{pr} = -1629481,09 + 2353,15x \dots\dots\dots(1)$$

$$\begin{aligned} \text{Enthalpi reaktan (H}_{re}\text{)} &= \Delta H_f C_4H_{10} + x \bar{h}_{air,620} \\ &= -96,471 + x131,1 \dots\dots\dots(2) \end{aligned}$$

Dari persamaan (1) dan (2) didapatkan :

$$x = \frac{1629384,619}{2222,05} = 733,28; \text{ sehingga \% excess air} = \left(\frac{x - 31,026}{31,026} \right) \times 100$$

Jadi besar Excess Air bahan bakar = $\sum \text{Excess Air}$

Tabel 1. Prosentase excess air bahan bakar natural gas

Mol udara kering/mol CH ₄	H product	H reaktan	x	%exess air
9.546539379	2353.15x-304056.475	131.1x-32.162	136.82154	13.33205679
Mol udara kering/mol C ₂ H ₆	H product	H reaktan	x	%exess air
16.70644391	2353.15x-524960.57	131.1x-36.408	236.25057	13.14128387
Mol udara kering/mol C ₃ H ₈	H product	H reaktan	x	%exess air
23.86634845	2353.15x-745864.68	131.1x-44.647	335.66512	13.06436853
Mol udara kering/mol C ₄ H ₁₀	H product	H reaktan	x	%exess air
31.02625295	2353.15x-966768.78	131.1x-63.48	435.07967	13.02295243
Mol udara kering/mol C ₇ H ₁₆	H product	H reaktan	x	%exess air
52.50596659	2353.15x-1629481.09	131.1x-96.471	733.32332	12.96647602
Σ				65.52713764

Tabel 2. Komposisi gas yang meninggalkan ruang bakar

	n_i					$\sum n_i$	\bar{M}_i	$\sum n_i \bar{M}_i$
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₇ H ₁₆			
CO ₂	1	2	3	4	7	17	44	748
H ₂ O	2	3	4	5	8	22	18	396
D.A	136.82	226	336.59	435.105	733.28	1.878.029	28.97	54.406.5
O ₂	-2	-3.5	-5	-6.5	-11	-26	32	896
	137.82	237.73	338.59	437.605	737.28	1.889.025		56.446.5

Sehingga berat molekul hasil pembakaran meninggalkan ruang bakar sebesar :

$$\bar{M} = \frac{\sum n_i M_i}{\sum n_i} \text{ dan perbandingan bahan bakar-udara } f' = \frac{f}{a}. \text{ Hal ini berarti bahwa}$$

setiap 1,0345 lb udara kering dan 0,024 lb H₂O masuk kedalam ruang bakar untuk setiap lb udara yang masuk kedalam kompresor.

III.3.7. Temperatur Pembakaran

Temperatur pembakaran ditentukan oleh energi yang didapatkan dari enthalpi pembakaran bahan bakar. Bahan bakar yang digunakan adalah natural gas, berikut salah satu komponen penyusun natural gas akan dihitung.

Pada pembakaran methana : $CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$

$\frac{\text{mol udara kering}}{\text{mol } CH_4}$ dari reaksi diatas dapat dijabarkan reaksi yang lebih kompleks

dari pembakaran methana : $CH_4 + xDA \rightarrow CO_2 + 2H_2O + xDA - 2O_2$

Dari table A.3, A.7, dan B.1, B2 (Bathie,1995) dan pada $T_{air} = 620 \text{ } ^\circ\text{F}$;

$$\bar{h}_{air,620} = 131,1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

$$\text{Enthalpi produk } (H_{pe}) = \sum \left(n_i \bar{h}_{i,725} \right)_{pr} = -304056,475 + 2353,15x \dots\dots\dots(1)$$

$$\text{Enthalpi reaktan } (H_{re}) = \Delta H_f CH_4 + x \bar{h}_{air,620}$$

$$= -32,162 + x131,1 \dots\dots\dots(2)$$

Dari persamaan (1) dan (2) didapatkan :

$$x = \frac{304024,313}{2353,15 - 131,1} = 136,82 \text{ maka dengan trial and error akan dicoba nilai}$$

temperatur untuk memenuhi syarat diatas, dan dicoba diasumsi pada $T_{final} =$

2500 °F dan besarnya energi bahan bakar adalah $Q = H_{pr} - H_{er}$ tanda negatif menandakan asumsi temperatur diatas masih jauh dari temperatur sebenarnya. Maka digunakan cara trial and error didapatkan nilai temperatur sebesar 3000 °F.

III.3.8. Efisiensi Pembakaran

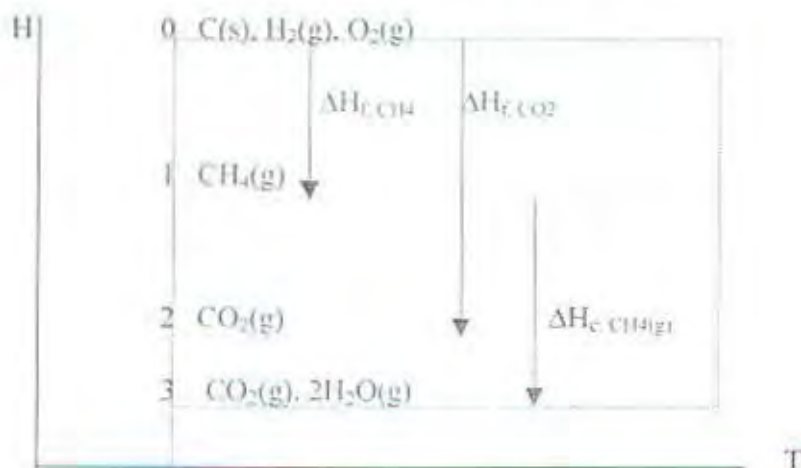
Efisiensi pembakaran diartikan sebagai perbandingan jumlah bahan bakar yang berhasil ikut dalam pembakaran dengan jumlah bahan bakar total. Dalam hal ini kondisi adalah pada ruang bakar dengan temperatur pada temperatur gas panas (T_3). Dengan demikian berarti ada sejumlah bahan bakar yang tidak terbakar (incomplete combustion) dan jumlah bahan bakar yang tidak terbakar ini adalah kerugian (loses) yang mengakibatkan menurunnya efisiensi thermal turbin gas.

Besar efisiensi pembakaran dihitung dengan persamaan $\eta_{th} = \frac{h_{T_3} - h_{T_2}}{\frac{\dot{m}}{a} \times LHV}$.

III.4. Produk Pembakaran dan Kalor Pembakaran

III.4.1. Pembakaran CH_4

Dengan menggunakan table 4-3 Bathie, 1995 $\Delta H_{CH_4(g)} = 2HCO_2 + 2NH_2O - \Delta H_{CH_4}$

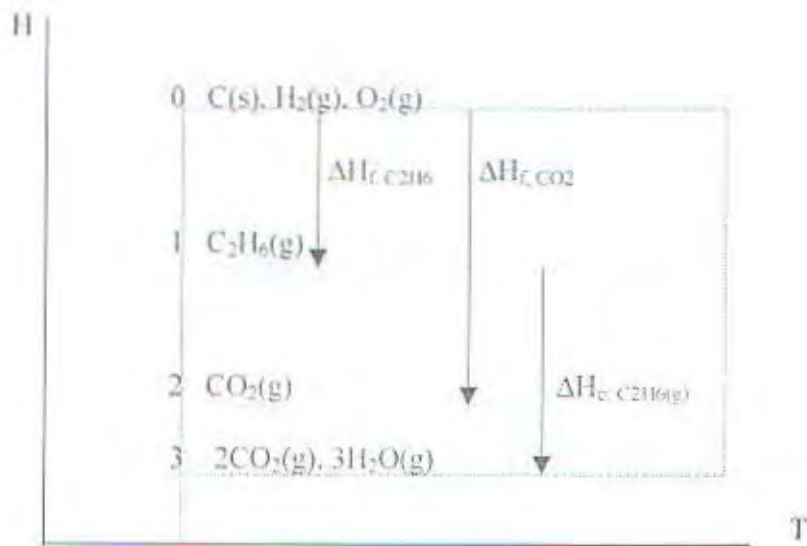


Grafik 5. Produk pembakaran CH_4

III.4.2. Pembakaran C_2H_6

Dengan menggunakan table 4-3 Bathie, 1995 maka

$$\Delta H_c C_2H_6(g) = 2\Delta H_f CO_2 + 3\Delta H_f H_2O - \Delta H_f C_2H_6$$

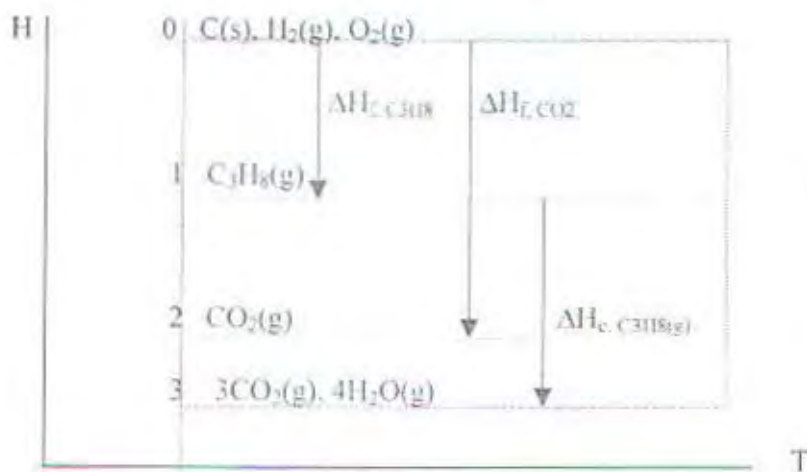


Grafik 6. Produk pembakaran C_2H_6

III.4.3. Pembakaran C_3H_8

Dengan menggunakan table 4-3 Bathie, 1995 maka enthalpi pembakaran C_3H_8

$$\text{adalah : } \Delta H_c C_3H_8(g) = 3\Delta H_f CO_2 + 4\Delta H_f H_2O - \Delta H_f C_3H_8$$

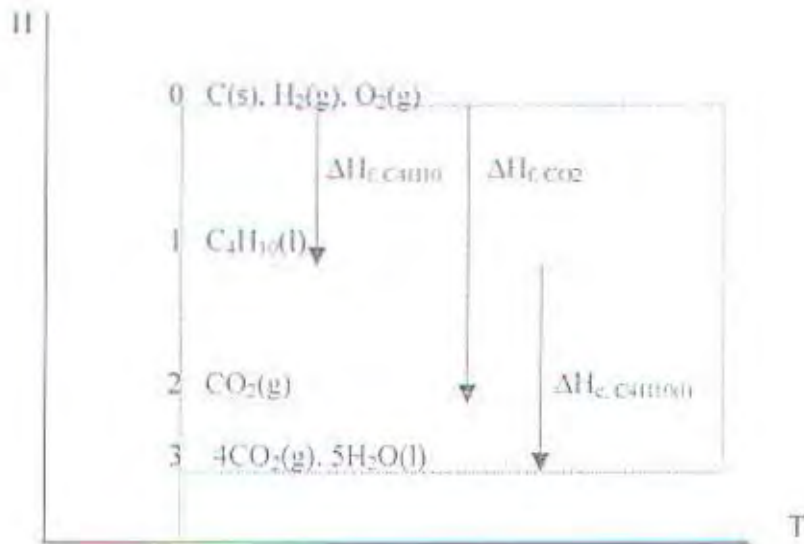


Grafik 7. Produk pembakaran C_3H_8

III.4.4. Pembakaran C_4H_{10}

Dengan menggunakan table 4-3 Bathie, 1995 maka

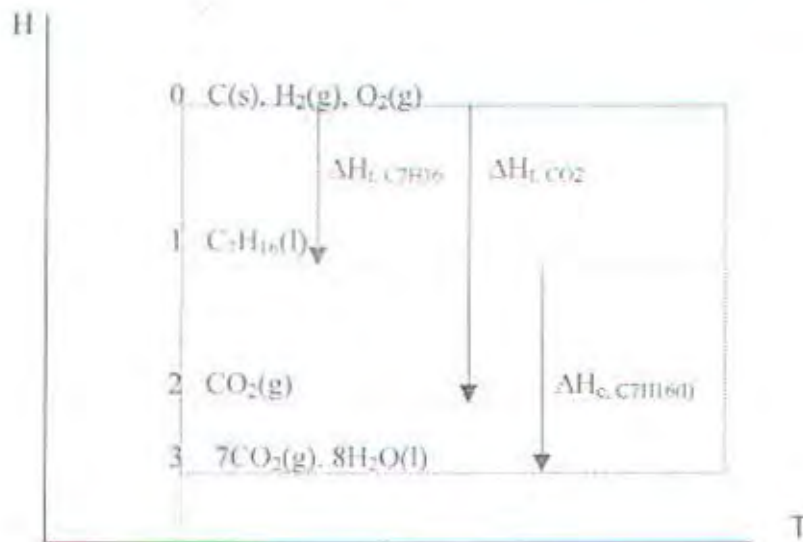
$$\Delta H_f C_4H_{10(g)} = 4\Delta H_f CO_2 + 5\Delta H_f H_2O - \Delta H_f C_4H_{10}$$



Grafik 8. Produk pembakaran C_4H_{10}

III.4.5. Pembakaran C_7H_{16}

Dengan menggunakan table 4-3 Bathie, 1995 $\Delta H_f C_7H_{16(g)} = 7\Delta H_f CO_2 + 8\Delta H_f H_2O - \Delta H_f C_7H_{16}$



Grafik 9. Produk pembakaran C_7H_{16}

sehingga enthalpi pembakaran bahan bakar tersebut adalah :

$$\Delta H_{\text{total}} = \Delta H_c \text{CH}_4 + \Delta H_c \text{C}_2\text{H}_6 + \Delta H_c \text{C}_3\text{H}_8 + \Delta H_c \text{C}_4\text{H}_{10} + \Delta H_c \text{C}_7\text{H}_{16}$$

III.5. Kebutuhan Udara Pembakaran

Massa unsur per 100 kmol bahan bakar :

$$\text{CH}_4 : 80,02 \times 16 = 1280,32$$

$$\text{C}_2\text{H}_6 : 6,01 \times 30 = 180,3$$

$$\text{N}_2 : 2,53 \times 28 = 70,84$$

$$\text{C}_3\text{H}_8 : 3,60 \times 44 = 158,4$$

$$\text{C}_4\text{H}_{10} : 0,71 \times 58 = 41,18$$

$$\text{CO}_2 : 6,28 \times 44 = 276,32$$

$$\text{nC}_5\text{H}_{12} : 0,15 \times 72 = 10,8$$

$$\text{C}_6\text{H}_{14} : 0,03 \times 86 = 2,58$$

$$\text{C}_7\text{H}_{16} : 0,01 \times 100 = 1$$

$$= 2121,74 \text{ lbm/lbm bahan bakar}$$

Massa unsur per lbm fuel :

$$\text{CH}_4 : 1280,32/2121,74 = 0,633 \text{ lbm/lbm bahan bakar}$$

$$\text{C}_2\text{H}_6 : 180,3/2121,74 = 0,089 \text{ lbm/lbm bahan bakar}$$

$$\text{N}_2 : 70,84/2121,74 = 0,035 \text{ lbm/lbm bahan bakar}$$

$$\text{C}_3\text{H}_8 : 158,4/2121,74 = 0,078 \text{ lbm/lbm bahan bakar}$$

$$\text{C}_4\text{H}_{10} : 41,18/2121,74 = 0,020 \text{ lbm/lbm bahan bakar}$$

$$\text{CO}_2 : 276,32/2121,74 = 0,136 \text{ lbm/lbm bahan bakar}$$

$$\text{nC}_5\text{H}_{12} : 10,8/2121,74 = 0,005 \text{ lbm/lbm bahan bakar}$$

$$\text{C}_6\text{H}_{14} : 2,58/2121,74 = 0,0012 \text{ lbm/lbm bahan bakar}$$

$$C_7H_{16} : 1/2121,74 = 0,00049 \text{ lbm/lbm bahan bakar}$$

Kebutuhan O_{2min} sebesar :

$$= \left(\frac{64}{16} \times 0,633 + \frac{112}{30} \times 0,089 + \frac{160}{44} \times 0,078 + \frac{208}{58} \times 0,02 + \frac{256}{72} \times 0,005 + \frac{304}{86} \times 0,0012 + \frac{352}{100} \times 0,00049 \right)$$

Kebutuhan udara pembakaran dihitung dari $M_{ud \text{ kering (min)}} = 4,32 \times O_{2min}$

Dengan asumsi faktor udara lebih 5 % (Harmad & Utomo, 1997) maka $M_{ud \text{ kering}}$

$$(act) = (100+5)\% \text{ jadi } M_{ud \text{ pembakaran (act)}} = (1+M_{H_2O}) \times M_{ud \text{ kering (act)}}$$

III.6. Proses Gas Panas Pada Turbin

III.6.1. Temperatur Selama Proses Ekspansi

Proses ekspansi terjadi pada keluaran gas generator menuju turbin.



$$T_{g,exp} = \Delta T_g (1 - B_{im} - B_{gt})$$

$$T_{g,exp} = (T_2 - T_1) (1 - B_{im} - B_{gt})$$

dengan $T_{g,exp}$ adalah temperatur gas ekspansi ($^{\circ}F$) dan pada pressure ratio akan didapatkan B_{im} . B_{im} berturut-turut adalah faktor koreksi temperatur proses ekspansi pada *air-fuel ratio* dan kelembaban (lihat grafik 8 & 10. Sawyer's, 1982)

III.6.2. Ekspansi Isentropik

Pada proses ekspansi adiabatic isentropis ΔS adalah 0 dan panas spesifik pada

temperatur inlet turbin (T_{11}) adalah $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$; $c_p - c_v = R/j$ pada $T_{11} = 1725^{\circ}F$,

sedang perbandingan tekanan dari P_1 dan P_2 adalah $\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^{\gamma} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$.

III.6.3. Efisiensi Isentropik Gas Sempurna

Untuk mengukur besarnya efisiensi turbin maka gas panas diidealisasi sebagai gas sempurna sebagai fluida kerja pada proses ekspansi.

$$\eta = \frac{\text{actual work}}{\text{isentropic work}} = \frac{1 - \left(\frac{T_2}{T_1}\right)}{\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}$$

Efisiensi Politropik

Sebagai faktor konversi untuk menentukan efisiensi turbin, efisiensi politropik dapat dihitung

$$\eta_p = \frac{\frac{dT_{02}}{T_1}}{\left[1 - \left(1 + \frac{dP_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}$$

Efisiensi Isentropic Turbin (aktual)

Dari kedua hasil diatas didapatkan efisiensi turbin pada kondisi isentropik :

$$\eta_T = \frac{\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}{\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma_{\text{eff}}}}\right]}$$

III.6.4. Mach Number Pada Compressible Flow

Mach number akan mempengaruhi kompresibilitas udara pada sudu turbin yang

besarnya $M = \frac{v}{a} = \frac{v}{\sqrt{\gamma g_0 R T_{\text{stat}}}}$ sedangkan temperatur dan tekanan statis turbin

terjadi pada $T_{01} = T_{\text{stat}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)$ dan $P_{01} = P_2 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$.

III.6.5. Laju Alir Massa Rata-rata

Dari persamaan kontinuitas, laju alir massa gas pada turbin adalah

$$\dot{m} = M \left(\frac{\gamma g_0}{R} \right)^{0.25} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2(1-\gamma)}} \frac{A_{\text{ref}} P_{01}}{\sqrt{T_{01}}}$$

III.6.6. Kerja Turbin

Kerja turbin dihasilkan dari putaran poros turbin pada laju alir massa gas panas yang melalui sudu turbin. Besarnya kerja ini dipengaruhi oleh beberapa parameter, dengan asumsi bahwa ω = percepatan tangential sudu turbin = 0.1048 N (Sawyer's, 1982) dan $r_2 = \beta R$ ($\beta = 0.5$); $r_1 \cong 700$ in (r adalah radius sudu turbin)

$$\text{maka } W_t = \frac{\text{Energi input}}{j \times \text{mass. flow}} = \frac{\omega \times \text{torque}}{j \times \text{mass. flow}} = \frac{\omega \times \left(\frac{dv}{12 g_0} \right) \times (r_2 V_{a2} - r_1 V_{a1})}{j \times m_t}$$

III.7. Rugi-rugi Kalor

III.7.1. Rugi Kalor Keluar Dinding Ruang Bakar

Kalor yang keluar dinding adalah kalor akibat radiasi dan konveksi adiabatik dari gas panas yang dibangkitkan oleh proses pembakaran; $Q_{RB} = Q_{AD} + R_G$.

III.7.2. Rugi Kalor Karena Gas Buang

Dengan menggunakan table A-4 Incropera, 1995 pada $T_{gb} = 1725^{\circ}\text{F}$ maka

$$q_{gb} = m_{gb} cp (T_{gb} - T_{inlet}).$$

III.7.3. Rugi Kalor Karena Penguapan H_2O

Rugi kalor ini dapat terjadi bila pembakaran yang terjadi adalah tidak sempurna sehingga ada sebagian kecil bahan bakar yang mengalami penguapan menjadi H_2O ; dengan nilai kalor dapat ditentukan $q_{H_2O} = M_{H_2O} \times (HHV - LHV)$.

III.8. Kalor yang Bermanfaat

Besar kalor yang dimasukkan kedalam ruang bakar turbin gas melalui pembakaran bahan bakar dengan pembangkitan panas adalah merupakan kalor masukan. Besar kalor ini adalah $q_m = BBLS \times LHV - q_{gb} - Q_{loss} - q_{H_2O}$.

III.9. Kerja Bersih

Kerja bersih adalah kerja total yang dihasilkan oleh putaran poros turbin dan kompresor. Kerja bersih ini didapatkan dari kerja yang dilakukan oleh karena putaran sudu turbin dengan putaran impeller kompresor; $W_{net} = W_T - W_C$

III.10. Efisiensi Thermal

Efisiensi thermal merupakan unjuk kerja yang dilakukan selama proses

bersamaan dengan pembangkitan kalor didalamnya, $\eta_{th} = \frac{\text{ker.jabersih}}{\text{kalor.bermanfaat}}$

III.11. Nilai Kebenaran Perhitungan Efisiensi Thermal Matematis

Dari perhitungan matematis yang dilakukan maka akan ditentukan kebenaran hasil perhitungan yang diperoleh dengan data aktual yang ada dengan penyelesaian menggunakan analisis varian. Didapatkan efisiensi thermal aktual dan model matematis pada ketebalan keramik 0.06 in.

Tabel 3. Perbandingan efisiensi thermal aktual dan model matematis

Jumlah n	Efisiensi Aktual (%)	Efisiensi Matematis (%)	D	D ²
1	0.3089	0.311249247	0.002349247	5.519E-06
2	0.3337	0.334183402	0.000483402	2.337E-07
3	0.3447	0.344012325	0.000687675	4.729E-07
4	0.3493	0.347288833	0.002011367	4.046E-06
5	0.3526	0.350564941	0.002035059	4.141E-06
Σ	1.6892	1.637298548	0.007566749	1.441E-05
STDEV	0.017684117	0.015882492	0.015847494	

$$X_1 = 0.33784, \quad X_2 = 0.33745971$$

$$t = \frac{X_1 - X_2}{\sqrt{\frac{\Sigma D^2 - \frac{(\Sigma D)^2}{n}}{n(n-1)}}} = \frac{0.33784 - 0.33745971}{\sqrt{\frac{1.441 \times 10^{-5} - \frac{(0.007566749)^2}{5}}{5(5-1)}}} = 0.408078977$$

Dengan menggunakan derajat kebebasan pada $df = n - 1 = 4$ dan taraf signifikansi 0.05 terbaca taraf signifikansi t sebesar 2.132. Dengan demikian karena $t < t_{0.05}$ dan $df = 4$ maka perhitungan matematis masih bisa diterima.

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Untuk mengetahui unjuk kerja sistem turbin gas, maka akan dibahas tentang efisiensi yang dihasilkan karena pengaruh penggunaan lapisan keramik dalam ruang bakar. Sebagai langkah awal, maka dilakukan analisa terhadap efisiensi thermal turbin pada kondisi aktual dengan model matematis yang merupakan parameter kebenaran dari hasil perhitungan yang dilakukan, untuk kemudian analisa terhadap pengaruh ketebalan dan energi lose pada kondisi standard terhadap efisiensi thermal. Analisa pengaruh ketebalan terhadap efisiensi thermal pada lapisan Hastelloy-X dan ZrO_2 merupakan faktor penentu dalam alternatif pemilihan lapisan keramik pada ruang bakar turbin gas. Selain itu dengan cara yang sama untuk pengaruh energi lose terhadap efisiensi thermal turbin gas.

IV.1. Kalibrasi

Untuk mengetahui karakteristik hasil pemodelan matematis maka perlu membandingkan grafik aktual dengan model matematis. Grafik aktual digunakan sebagai kalibrasi dari pemodelan sehingga dihasilkan sebuah model yang mendekati kebenaran (aktual). Grafik 10 merupakan perbandingan antara kondisi aktual dengan pemodelan, dengan daya antara 19-22 Kw diperoleh efisiensi antara 0,3-0,4. Pada kondisi ini akan ditentukan perbedaan (deviasi) antara aktual dan pemodelan dengan meletakkan beberapa point, penentuan ini didasarkan pada kerenggangan atau jarak deviasi dari garis kondisi aktual sampai batas perpotongan dengan garis pemodelan sehingga didapatkan beberapa kondisi

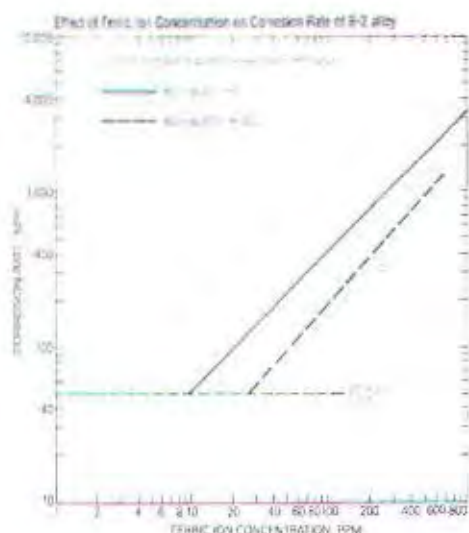
sebagai berikut : Kondisi titik 1-2, pada kondisi ini didapatkan efisiensi thermal aktual (data) sebesar 0.3089-0.3337 dan hasil pemodelan didapatkan efisiensi sebesar 0.311249247-0.334183402 untuk beban (daya) berkisar 19-19.7 Kw. Terlihat bahwa hasil perhitungan dengan menggunakan pemodelan matematis mendapatkan efisiensi thermal lebih besar dari kondisi aktual. Hal ini dikarenakan pada perhitungan matematis tidak menggunakan faktor waktu pengoperasian turbin gas tetapi perhitungan didasarkan pada laju fluida sampai pada pembangkitan energi dan daya ($q_w = BBLS \times LHV - q_{sch} - Q_{RH} - q_{H_2O}$). Apabila diperhatikan bahwa perbedaan jarak atau deviasi kedua garis ini memiliki deviasi sebesar 0.013814409 yang berarti kesalahan kurang dari 0.5 sehingga hasil pemodelan pada kondisi titik 1-2 dapat diterima. Kondisi titik 2-3, pada kondisi ini didapatkan efisiensi thermal aktual (data) sebesar 0.3337-0.3447 dan hasil pemodelan didapatkan efisiensi sebesar 0.334183402-0.344012325 untuk beban (daya) berkisar 19.7-20.1 Kw. Pada kondisi ini terlihat bahwa hampir tidak ada perbedaan jarak (deviasinya kecil) dari hasil perhitungan dengan menggunakan pemodelan matematis dengan efisiensi thermal kondisi aktual. Pada jarak yang sempit akan dibuat besar deviasi kedua kondisi, dengan menghitung besar deviasi df maka didapatkan deviasi sebesar 0.002229912 (Nasir, 1999). Pada kondisi ini pula terlihat ada perpotongan garis kedua grafik kondisi masing-masing, garis grafik pemodelan memiliki nilai efisiensi lebih besar dari aktual untuk kemudian berangsur-angsur lebih rendah sehingga ada titik perpotongan antara kedua kondisi pada efisiensi thermal \cong 0.334-0.344 dan daya \cong 0.1975- 1990 Kw. Kondisi titik 3-4, pada kondisi ini didapatkan efisiensi thermal aktual (data) sebesar 0.3447-0.3526 dan hasil pemodelan didapatkan efisiensi sebesar

0.344012325-0.350564941 untuk beban (daya) berkisar 20.1-22 Kw. Pada kondisi ini adalah merupakan kebalikan dari kondisi awal, terlihat bahwa hasil perhitungan dengan menggunakan pemodelan matematis mendapatkan efisiensi thermal lebih kecil dari kondisi aktual. Dengan perhitungan statistik didapatkan perbedaan jarak atau deviasi kedua garis ini memiliki deviasi sebesar 0.060225771. Apabila didapatkan data yang lebih banyak lagi untuk kemudian diplot pada grafik 10 maka akan didapatkan efisiensi thermal yang besar pada kondisi aktual untuk berbagai macam varian daya. Dari keseluruhan titik-titik yang didapatkan maka didapatkan deviasi rata-rata sebesar 0.015882492.

IV.2. Analisa Grafik Hastelloy-X dan ZrO_2 Pada Ketebalan 0.06 in (standar)

Untuk mengetahui kondisi sebenarnya dari kedua lapisan keramik maka ditentukan seberapa besar pengaruh ketebalan keramik terhadap efisiensi thermal lapisan. Grafik 11 terlihat bahwa pada kondisi aktual (data) untuk lapisan Hastelloy-X memiliki efisiensi thermal lebih besar dari lapisan ZrO_2 . Penentuan besar ketebalan merupakan bagian dari data yang didapatkan dilapangan. Pada garis grafik efisiensi thermal untuk lapisan Hastelloy-X ketebalan 0.06 in masih tinggi dibandingkan dengan lapisan ZrO_2 hal ini dikarenakan untuk ketebalan tersebut pada temperatur yang tinggi lapisan keramik Hastelloy-X sedikit mengalami korosi sehingga ketebalan keramik masih dapat dipertahankan (lapisan keramik masih utuh dalam beberapa jam pengoperasian (gambar 7). Lapisan ZrO_2 pada temperatur tinggi akan mengalami korosi lebih besar sehingga ketebalan tidak dapat dipertahankan sampai beberapa jam pengoperasian (gambar 8), hal ini menyebabkan energi (enthalpi) yang seharusnya untuk pembangkitan energi akan

berkurang karena tidak ada isolator yang dapat menghambat kehilangan energi melewati ruang bakar. Korosi juga disebabkan karena pengaruh material ruang bakar yang mengandung ion ferrum (besi) sehingga ada oksidasi gas panas terhadap lapisan keramik dengan ion besi (Khavkin, 1995).



Gambar 9. Pengaruh ion besi terhadap kecepatan korosi ZrO_2 (<http://www.isocorrosion.com>)

IV.3. Analisa Pengaruh Energi Loss Pada Hastelloy-X dan ZrO_2

Di dalam *internal combustion chamber* kehilangan energi pembakaran tidak dapat dihindarkan akan tetapi dapat dikurangi dengan jalan pengontrolan penginjeksian bahan bakar sesuai dengan karakteristik engine. Turbin gas akan kehilangan energi yang sangat besar di dalam ruang bakarnya. Kehilangan energi ini dipengaruhi karena penginjeksian bahan bakar yang besar akibat kegagalan injektor bahan bakar (*failure component*) dan banyaknya load faktor serta performance turbin dalam beberapa jam operasi. Pengaruh kehilangan energi terhadap efisiensi thermal diperlihatkan pada grafik 12. Besarnya energi loss

mempengaruhi efisiensi turbin, semakin lama turbin dioperasikan maka tren grafik efisiensi thermal tidak mengalami kenaikan dengan besarnya energi loss.

IV.4. Analisa Pengaruh Ketebalan Terhadap Efisiensi Thermal

Sebagai *advance technology* lapisan keramik dalam ruang bakar tidak mungkin untuk disebutkan didalam engine specification namun pada buku panduan hanya disebutkan lapisan yang dipakai pada ruang bakar dan ketebalan yang dipakai, dalam hal ini ketebalan lapisan keramik yang diijinkan berkisar 0.04-0.06 in (*Schilke, 1982*). Analisa pengaruh ketebalan lapisan Hastelloy-X dan ZrO_2 didasarkan pada pertimbangan ketebalan lapisan keramik yang digunakan sebagai isolator gas panas. Pada berbagai ketebalan lapisan keramik ternyata memiliki pengaruh terhadap karakteristik efisiensi thermal turbin gas. Dengan memakai range ketebalan keramik 0.04-0.06 in maka didapatkan hasil pada tabel 6 dan 7. Pada tabel tersebut hasil perhitungan menunjukkan bahwa dengan bertambahnya ketebalan lapisan akan mempengaruhi temperatur dinding ruang bakar hal ini dapat dibuktikan dengan persamaan $T_m = T_{AD} - \frac{q_{AD} \times t_b}{k_k \times A_m}$ dengan t_b adalah ketebalan lapisan keramik atau dengan perhitungan $T_{AD} = T_g - \eta(T_g - T_c)$ sehingga akan menurunkan temperatur dinding ruang bakar $T_{m1} = T_{AD} - T_{brick}$. Dengan menurunnya temperatur dinding ruang bakar berarti semakin besar gas panas yang diradiasikan kedinding ruang bakar sehingga temperatur pembakaran yang idealnya digunakan untuk pembangkitan energi hilang (loses) melewati dinding ruang bakar besar sehingga akan menaikkan efisiensi thermal. Pada grafik 13 dan 14 merupakan perbedaan karakteristik grafik efisiensi thermal pada

berbagai ketebalan. Pada grafik tersebut karakteristik efisiensi thermal memiliki deviasi (rentangan) garis efisiensi yang lebih besar untuk lapisan Hastelloy-X pada masing-masing ketebalan dan memiliki varian efisiensi thermal lebih besar dibandingkan dengan ZrO_2 . Hal ini dikarenakan adanya perbedaan sifat-sifat thermal dari kedua keramik berbeda (emisivitas, konduktivitas, thermal expansivity). Dengan bertambahnya ketebalan lapisan keramik akan meningkatkan efisiensi thermal dari turbin gas yang memakai kedua lapisan tersebut. Dari grafik tersebut diatas bisa dilihat bahwa selisih antara efisiensi thermal pada ketebalan 0.055 in untuk lapisan Hastelloy-X hampir setara dengan besarnya efisiensi thermal dengan ketebalan 0.06 in untuk lapisan ZrO_2 pada beberapa kisaran daya. Berikut dari tabel 4 dapat dilihat harga selisih kesetaraan efisiensi thermal dari pemakaian kedua keramik tersebut untuk ketebalan tertentu.

Tabel 4. Harga selisih kesetaraan efisiensi thermal lapisan Hastelloy-X dan ZrO_2

Daya (Kw)	Hastelloy-X ketebalan 0.055 in	ZrO_2 ketebalan 0.06 in
19.2	0.316182579	0.316046177
19.7	0.339480243	0.339333791
20.07	0.349464956	0.349314196
20.5	0.352793194	0.352640998
21.7	0.356121431	0.3559678

IV.5. Analisa Pengaruh Energi Loss Terhadap Efisiensi Thermal

Kehilangan energi akan berdampak terhadap unjuk kerja turbin gas, apakah itu akan menurunkan atau menaikkan terhadap unjuk kerjanya. Selain itu pengaruh energi losses akan berdampak langsung terhadap efisiensi thermal. Dalam pembakaran turbin gas energi yang terbangkit akan terbuang melalui proses perpindahan kalor antara lain radiasi dan konveksi melewati dinding ruang bakar turbin. Pada grafik 15 atau tabel 8 dan 9, terlihat bahwa besarnya kehilangan energi akan mempengaruhi besarnya efisiensi turbin gas. Dalam hal ini

dengan semakin besarnya energi loses maka efisiensi thermal semakin kecil hal ini disebabkan karena masukan energi dari bahan bakar dikurangkan dengan energi loss.

Tabel 10. Perbandingan energi loss dan efisiensi thermal lapisan Hastelloy-X dan ZrO_2

Lapisan	Energi Loss (Btu/d)	Efisiensi Thermal (%)
Hastelloy-X	423.994.8707	0.329925571
	430.515.5965	0.351446717
	439.181.3669	0.354474962
ZrO ₂	446.430.6652	0.329666171
	458.361.2751	0.339335786
	459.051.0419	0.340962706

Kondisi diatas terjadi secara berturut-turut pada turbin gas unit 1, 3 dan 5 untuk lapisan Hastelloy-X dan unit 3, 4 dan 6 untuk turbin gas lapisan ZrO_2 .

BAB V KESIMPULAN

Dari analisa pengaruh lapisan Hastelloy-X ZrO_2 terhadap efisiensi thermal turbin gas maka dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut :

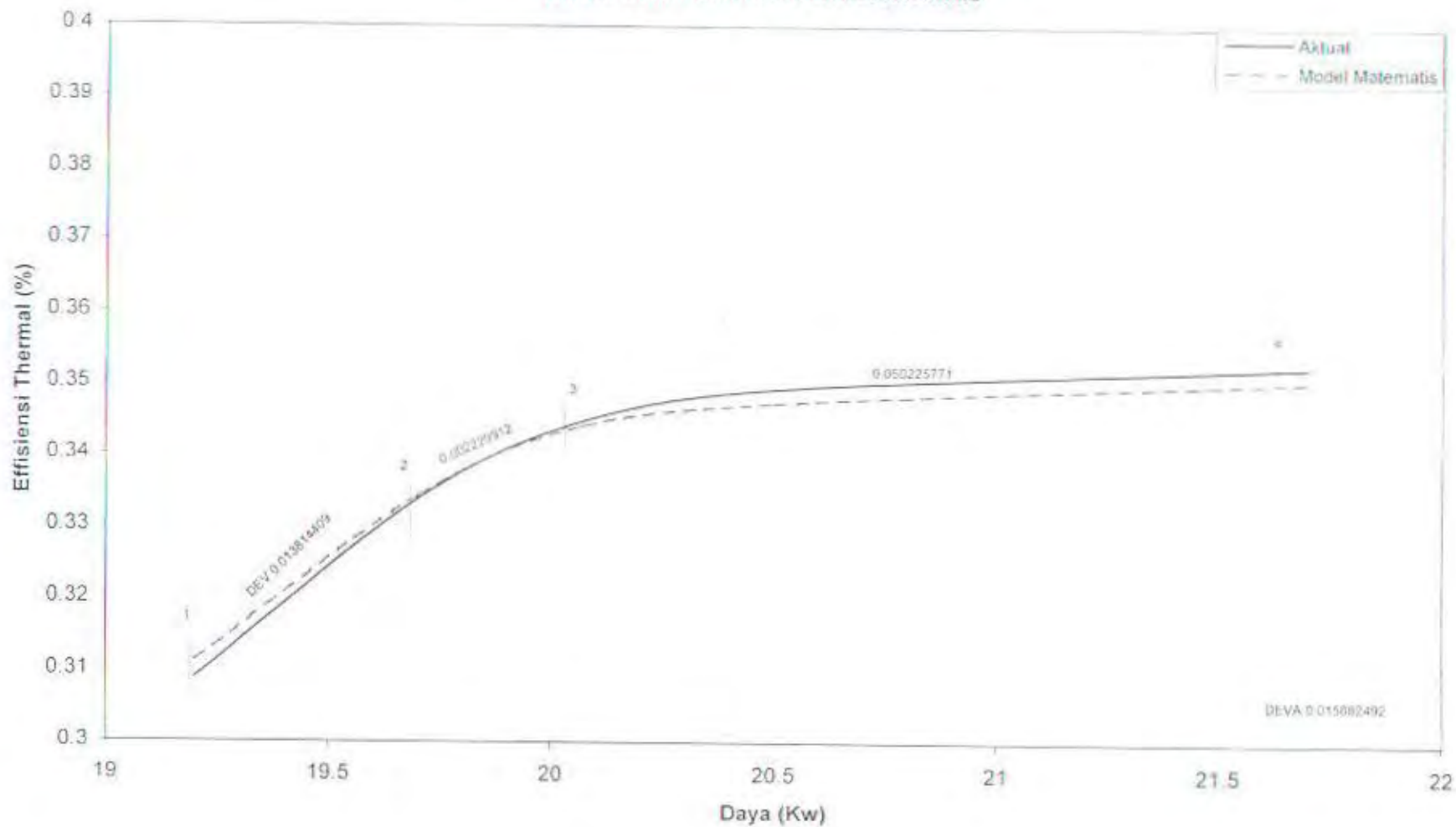
1. Efisiensi thermal dipengaruhi oleh ketebalan lapisan keramik dan energi loses.
2. Ketebalan lapisan Hastelloy-X 0.055 in mempunyai efisiensi yang setara dengan ketebalan lapisan ZrO_2 0.06 in.
3. Hastelloy-X lebih menguntungkan dibandingkan dengan ZrO_2

DAFTAR PUSTAKA

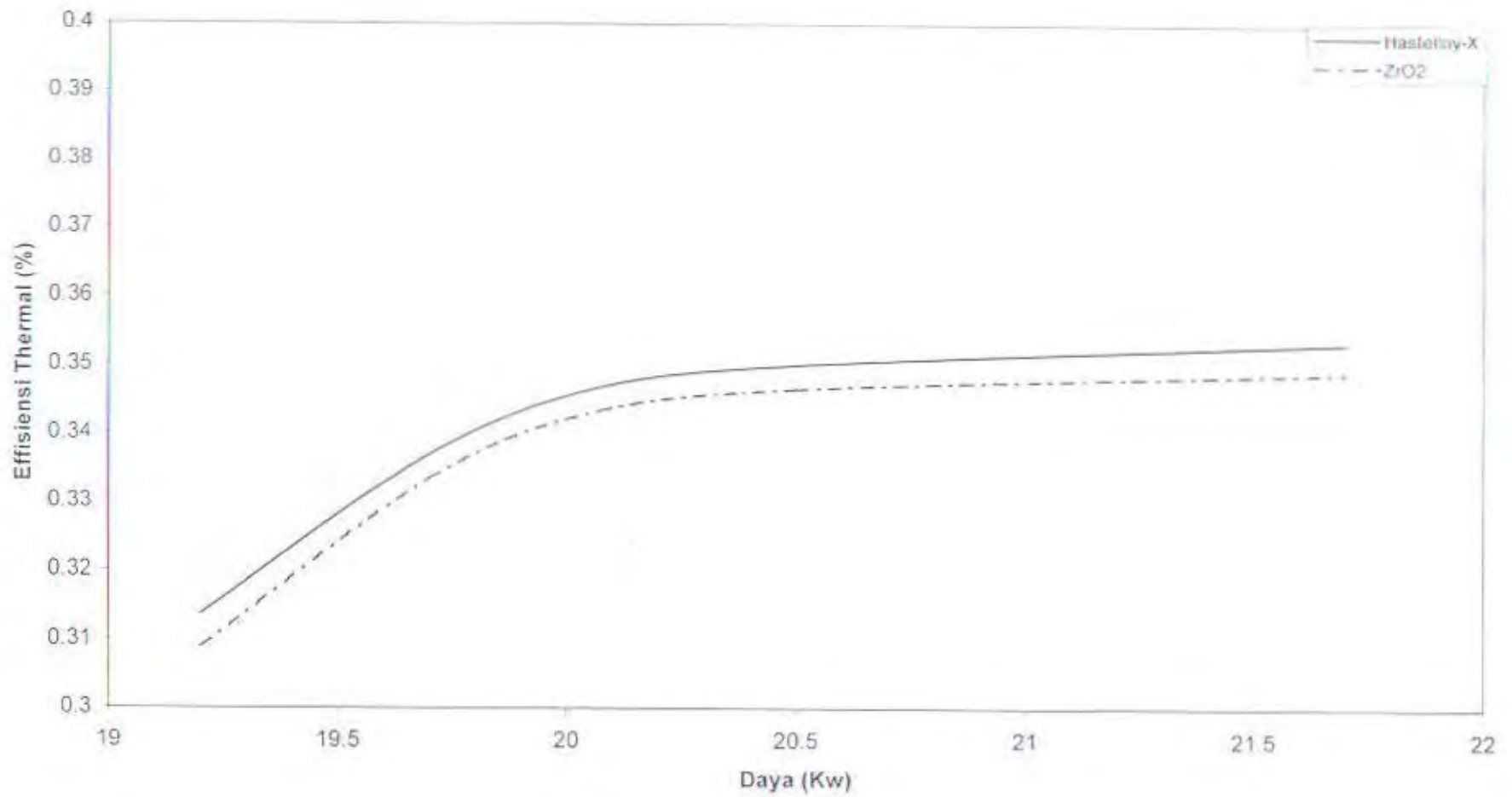
1. Khavkin Yuriy I [1995], "Combustion System design," Penwell Books Press, Penwell publishing company Tulsa, Oklahoma.
2. Cohen H, Rogers GFC and Saravanamutto HHH [1996], "Gas turbine Theory," Fourth edition revised, T.J. Press, Padstow, Cornwall, USA.
3. Bathie W. William [1995], "Fundamental of Gas Turbine," Second edition, John Wiley & Sons, inc, New York USA.
4. John Sawyer W [1982], "Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook," Volume I, Gas Turbine Publications INC, Norwalk.
5. Kreith, F [1987], "Principle of Heat Transfer," International Textbook Company, Pennsylvania.
6. P. Schilke W [1982], "Advanced Gas Turbine Material and Coatings," Schenady, New York.
7. G.de With, R.A. Terpstra, R. Metselaar [1989], "Euro-Ceramics Processing of Ceramics," Volume I, Elsevier Applied Science London and New York.
8. Donald L. Katz and Lee L. Robert [1990], "Natural Gas Engineering Production and Storage," Series III, McGraw-Hill Publishing Company, Singapore.
9. B. Lewis, N. Pease, R. H.S. Taylor [1956], "Combustion Process High Speed Aerodynamics And Jet Propulsion," Volume II, Princeton University Press, New Jersey.
10. E. Harmadi, B. Utomo [1990], "Teknik Pembakaran Dasar dan Bahan Bakar," Diktat Teknik Mesin-ITS.
11. K. Perry [1987], "Perry's Chemical Engineering," International Handbook, McGraw-Hill Publishing Company, New York.
12. M. Nasir [199], "Metode Penelitian," Cetakan 3, Ghalia Indonesia, Jakarta.
13. <http://www.ZrO2.com>
14. <http://www.chemicalelements.com/elements/zr.html>
15. [http://www.haynesintl.com/AS1034/1034A.htm/HAYNES 25alloy](http://www.haynesintl.com/AS1034/1034A.htm/HAYNES%20alloy)

16. <http://www.hightempmetals.com>
17. <http://www.capi.ufl.edu/ices/GasTurbines/simple/Default.htm>
18. <http://www.ms.ornl.gov/sections/ms/SCG/programs/OBES.html#anchor10>
19. <http://www.isocorrosion.com>

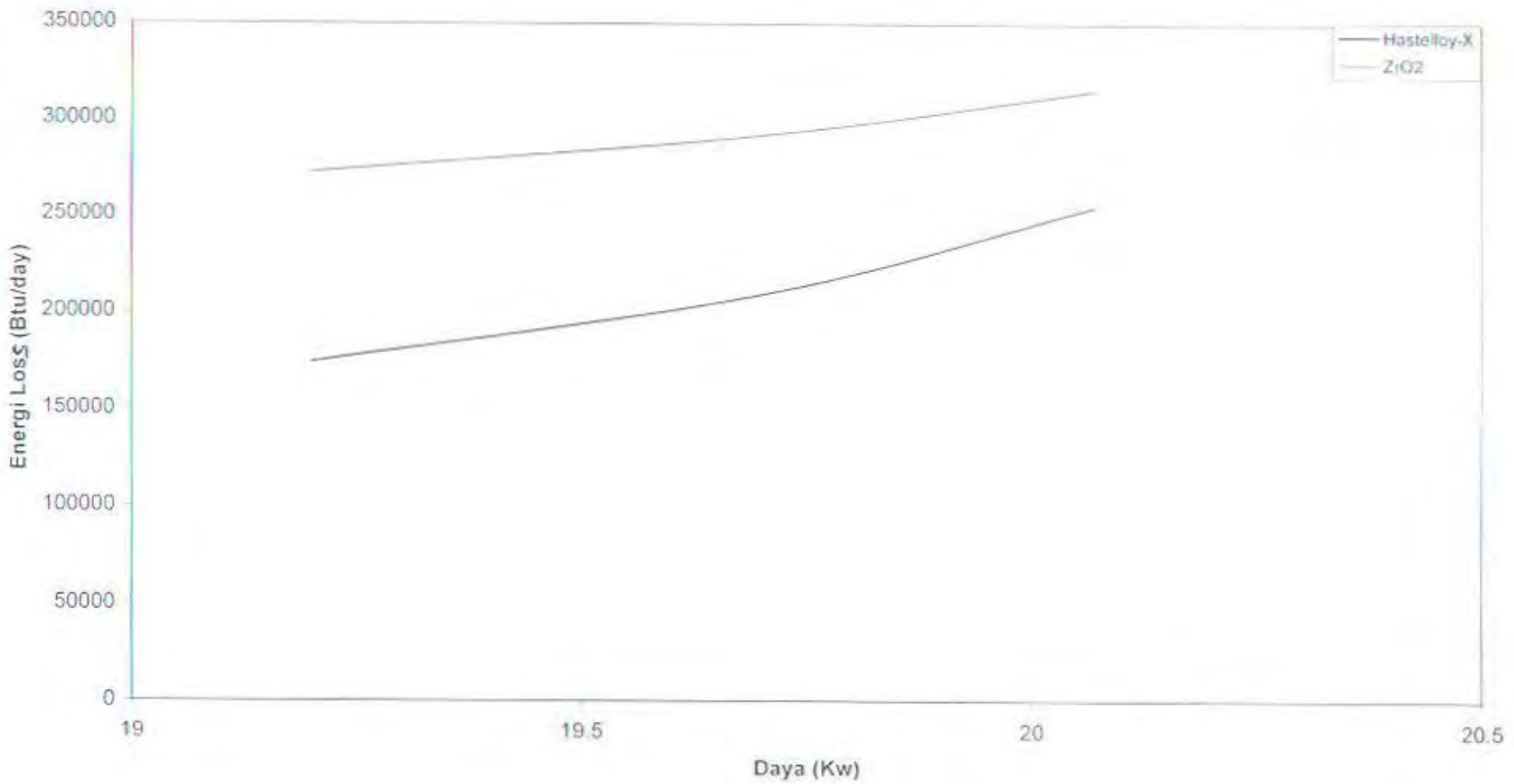
Grafik 10. Perbandingan Grafik Efisiensi Thermal Vs Daya
Antara Aktual dan Pemodelan Matematis



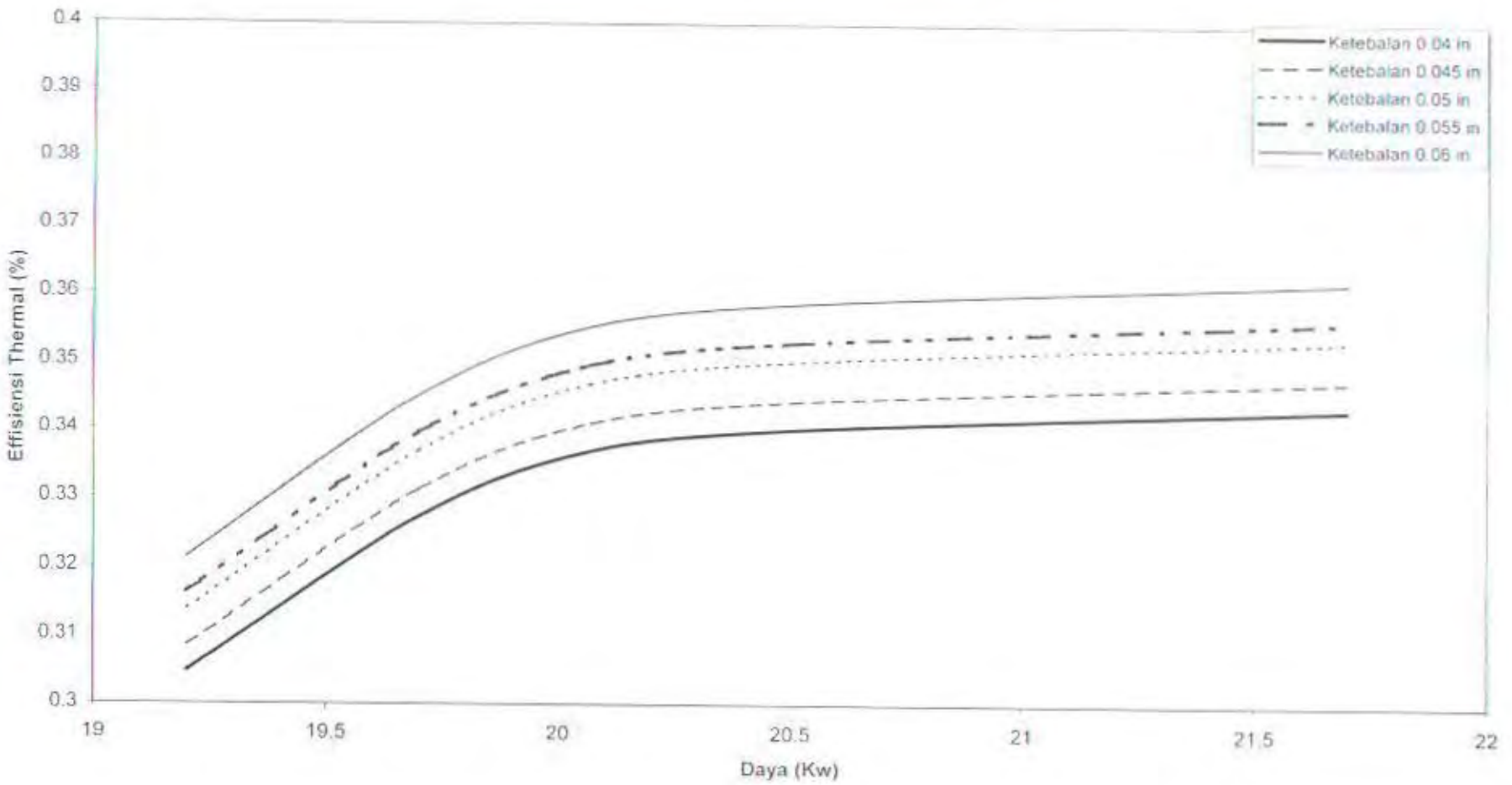
Grafik 11. Perbandingan Efisiensi Thermal Lapisan Hastelloy-X dan ZrO₂
Pada Ketebalan 0.06 in (standard)



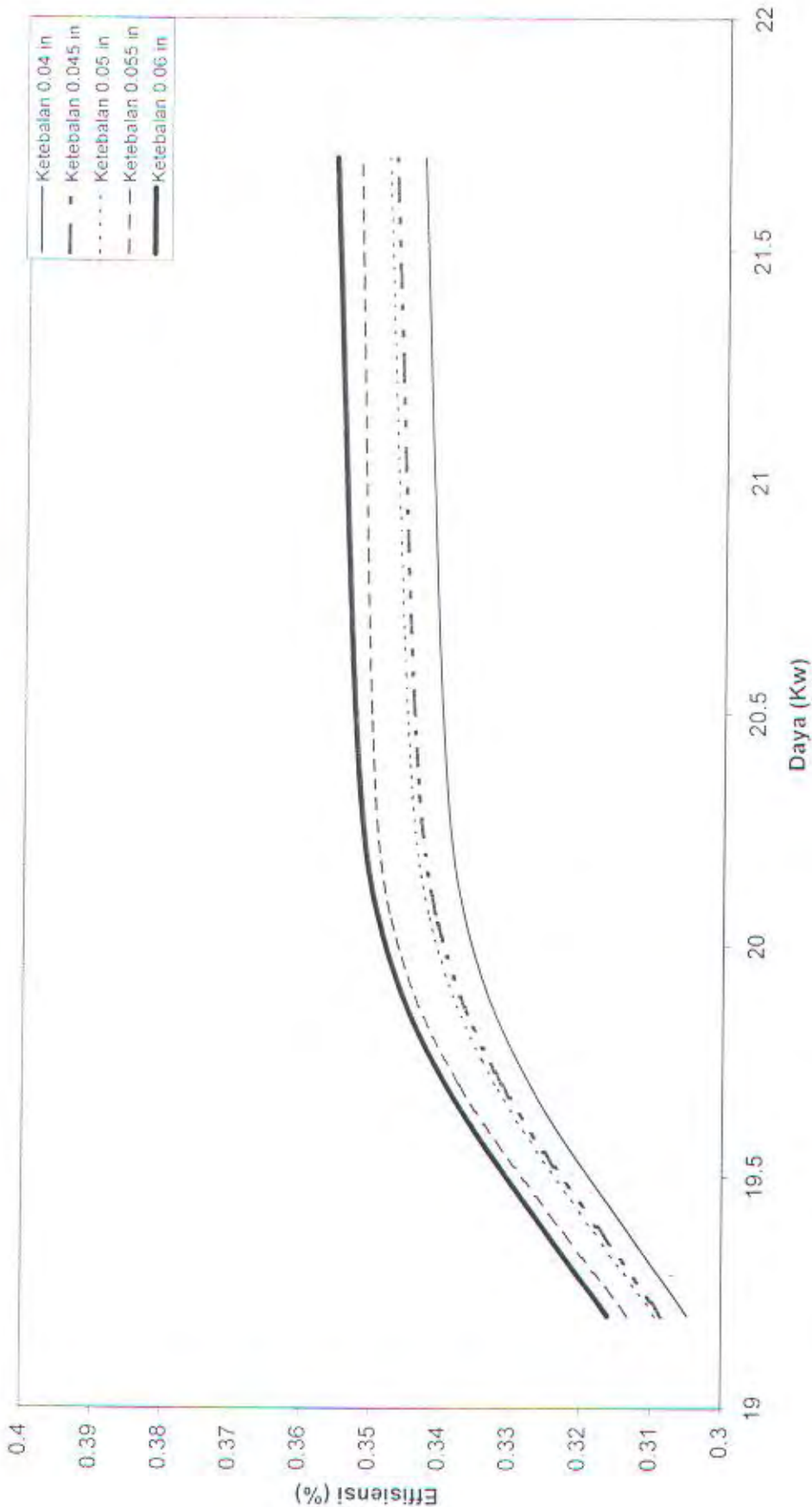
Grafik 12. Pengaruh Energi Lose Terhadap Efisiensi Thermal Turbin Gas
Lapisan Hastelloy-X dan ZrO2 (aktual)



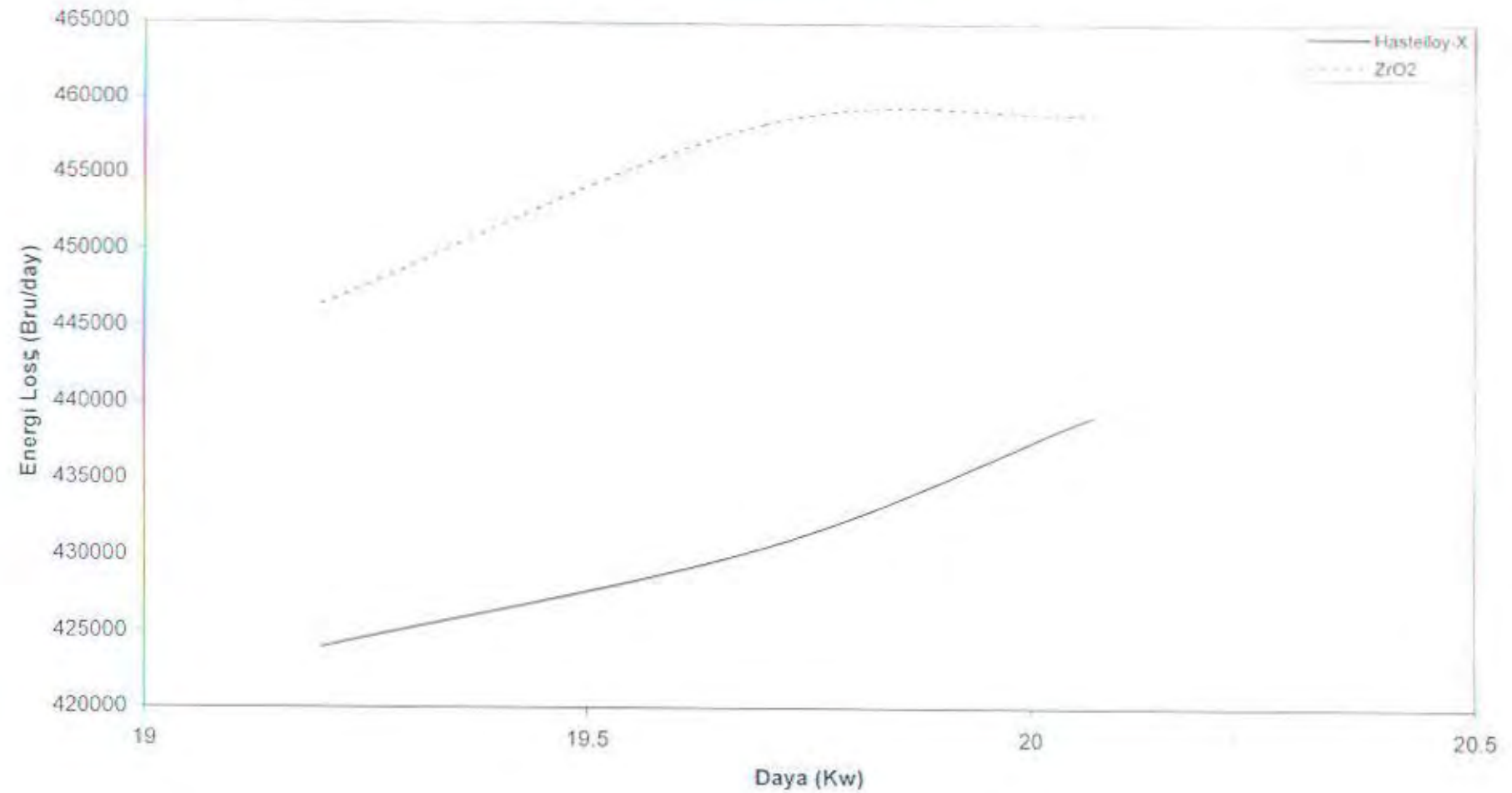
Grafik 13. Pengaruh Ketebalan Keramik Terhadap Efisiensi Thermal Pada Turbin Gas Dengan Lapisan Hastelloy-X



Grafik 14. Pengaruh Ketebalan Keramik Terhadap Efisiensi Thermal Pada Turbin Gas Dengan Lapisan ZrO2



Grafik 15. Perbandingan Pengaruh Energi Loses Terhadap Efisiensi Thermal Turbin Gas Lapisan Hastelloy-X dan ZrO₂



Lampiran Tabel

Tabel 6. Eksistensi Thermal Dari Turbin Gas Dengan Lapisan Hastelloy-X

Parameter	GAS TURBINE								
	Ketebalan 0,04 in			Ketebalan 0,045 in			Ketebalan 0,05 in		
	Unit 1	Unit 2	Unit 5	Unit 1	Unit 2	Unit 5	Unit 1	Unit 2	Unit 5
Inlet temperature	77.5484	78.0333	79.4286	77.5484	78.0333	79.4286	77.5484	78.0333	79.4286
Pressure at compressor exit	618.0000	692.0000	630.0000	618.0000	692.0000	630.0000	618.0000	692.0000	630.0000
Temperature at compressor exit	260.0000	263.0000	261.0000	260.0000	263.0000	261.0000	260.0000	263.0000	261.0000
Pressure ratio	4.1487	4.5410	4.1723	4.1487	4.5410	4.1723	4.1487	4.5410	4.1723
Compressor Efficiency	0.8651	0.8724	0.8742	0.8651	0.8724	0.8742	0.8651	0.8724	0.8742
Temperature at compressor	489.4852	556.0206	498.6465	489.4852	556.0206	498.6465	489.4852	556.0206	498.6465
Pressure at compressor	261.5814	264.4239	262.5642	261.5814	264.4239	262.5642	261.5814	264.4239	262.5642
Mass flow rate	52.6047	47.0810	51.9317	52.6047	47.0810	51.9317	52.6047	47.0810	51.9317
Work	5,145.3847	5,145.3319	5,145.3671	5,145.3847	5,145.3319	5,145.3671	5,145.3847	5,145.3319	5,145.3671
Pound into compressor	152.3676	174.4670	151.6784	152.3676	174.4670	151.6784	152.3676	174.4670	151.6784
Drop in primary burner	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Drop in exhaust system	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Temperature of combustor wall	2,285.4070	2,297.7090	2,290.1550	2,285.4070	2,297.7090	2,290.1550	2,285.4070	2,297.7090	2,290.1550
Loss of adiabatic convection	565.4864	565.2103	565.4393	636.2021	636.0115	636.1193	706.7992	706.5241	706.7725
Loss outer of combustor wall	2,282.6809	2,294.9826	2,287.4289	2,282.3401	2,294.6421	2,287.0681	2,281.9994	2,293.9606	2,285.6115
Loss of radiation	453,371.6837	441,398.5700	453,958.2579	453,548.3838	441,574.5888	454,132.0762	453,720.9586	441,926.5086	454,305.8557
Loss of convection to coolant	1,368,250.4991	1,323,604.6810	1,364,389.0201	1,367,976.1672	1,323,323.3073	1,364,108.5043	1,367,696.0818	1,322,760.5599	1,363,827.9885
Loss of radiation to coolant	3,392,645.3623	3,456,331.9461	3,419,690.3010	3,390,650.8406	3,454,262.4803	3,417,641.2047	3,388,615.3905	3,450,126.3139	3,415,593.0241
Initial gas supplied as a liquid at 82.33 F									
Enthalpy of CO2 at T3	-148,741.8000	-149,624.0000	-149,056.9000	-148,741.8000	-149,624.0000	-149,056.9000	-148,741.8000	-149,624.0000	-149,056.9000
Enthalpy of H2O at T3	-88,778.9000	-88,769.8000	-88,774.5000	-88,778.9000	-88,769.8000	-88,774.5000	-88,778.9000	-88,769.8000	-88,774.5000
Enthalpy of O2 at T3	13,105.1000	13,140.2000	13,125.4000	13,105.1000	13,140.2000	13,125.4000	13,105.1000	13,140.2000	13,125.4000
	0.0345	0.0325	0.0359	0.0345	0.0325	0.0359	0.0345	0.0325	0.0359
Turbine efficiency	0.8180	0.8394	0.8883	0.8180	0.8394	0.8883	0.8180	0.8394	0.8883
Exhaust temperature	3,000.0100	2,985.8700	3,001.6500	3,000.0100	2,985.8700	3,001.6500	3,000.0100	2,985.8700	3,001.6500
Mass air supplied	65.5271	70.6988	61.4895	65.5271	70.6988	61.4895	65.5271	70.6988	61.4895
Loss in combustion chamber	369.3415	372.3725	385.2277	368.2595	371.2959	384.1360	367.1778	345.2194	383.0445
	8,436.7341	8,505.9705	8,799.6181	8,412.0196	8,481.3778	8,774.6812	8,387.3090	7,885.7230	8,749.7482
Gas generator exit	261.7935	261.8387	261.6548	261.7935	261.8387	261.6548	261.7935	261.8387	261.6548
Exhaust temperature	1,725.5850	1,735.9874	1,728.5875	1,725.5850	1,735.9874	1,728.5875	1,725.5850	1,735.9874	1,728.5875
Power turbine exit	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500
Pressure at power turbine exit	952.0000	955.0000	932.0000	952.0000	955.0000	932.0000	952.0000	955.0000	932.0000
Pressure ratio	1.6801	1.6839	1.6775	1.6801	1.6839	1.6775	1.6801	1.6839	1.6775
Turbine efficiency	0.7882	0.8007	0.8959	0.7882	0.8007	0.8959	0.7882	0.8007	0.8959
Temperature at power turbine	730.2595	737.2096	751.8565	730.2595	737.2096	751.8565	730.2595	737.2096	751.8565
Pressure at power turbine	276.6478	276.5512	276.0621	276.6478	276.5512	276.0621	276.6478	276.5512	276.0621
Mass flow rate	45.0537	44.6125	43.6643	45.0537	44.6125	43.6643	45.0537	44.6125	43.6643
Work	5,265.8123	5,265.8771	5,265.8449	5,265.8123	5,265.8771	5,265.8449	5,265.8123	5,265.8771	5,265.8449
Loss of combustor wall	426,188.3366	419,634.6787	434,732.7371	426,424.3793	419,871.7833	434,970.2982	426,660.3852	420,108.8049	430,799.5181
	3,381.9964	3,410.6823	3,497.2929	3,381.9964	3,410.6823	3,497.2929	3,381.9964	3,410.6823	3,497.2929
Losses	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130
Efficiency	0.3261	0.3237	0.3127	0.3270	0.3247	0.3136	0.3280	0.3492	0.3145
Consumption	89,589.2000	252,639.2000	2,409,641.0000	89,589.2000	252,639.2000	2,409,641.0000	89,589.2000	252,639.2000	2,409,641.0000

Tabel 6. Efisiensi Thermal Dari Turbin Gas Dengan Lapisan Hastelloy-X (Lanjutan)

No	Parameter	GAS TURBINE					
		Ketebalan 0.055 in			Ketebalan 0.06 in		
		Unit 1	Unit 2	Unit 5	Unit 1	Unit 2	Unit 5
1	Compressor inlet temperature	77.5484	78.0333	79.4286	77.5484	78.0333	79.4286
2	Temperature of compressor exit	618.0000	692.0000	630.0000	618.0000	692.0000	630.0000
3	Pressure at compressor exit	260.0000	263.0000	261.0000	260.0000	263.0000	261.0000
4	Compressor pressure ratio	4.1487	4.5410	4.1723	4.1487	4.5410	4.1723
5	Low compressor Efficiency	0.8651	0.8724	0.8742	0.8651	0.8724	0.8742
6	Stagnation temperature at compressor	489.4852	556.0208	498.6465	489.4852	556.0208	498.6465
7	Stagnation pressure at compressor	261.5814	264.4239	262.5642	261.5814	264.4239	262.5642
8	Compressor mass flow rate	52.6047	47.0810	51.9317	52.6047	47.0810	51.9317
9	Compressor work	5,145.3847	5,145.3319	5,145.3671	5,145.3847	5,145.3319	5,145.3671
10	Net work per pound into compressor	152.3676	174.4670	151.6784	152.3676	174.4670	151.6784
11	Pressure drop in primary burner	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
12	Pressure drop in exhaust system	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
13	Adiabatic temperature of combustor wall	2,285.4070	2,297.7090	2,290.1550	2,285.4070	2,297.7090	2,290.1550
14	Heat transfer of adiabatic convection	777.4892	777.3422	777.4751	848.1591	848.1463	848.1575
15	Temperature outer of combustor wall	2,281.6586	2,293.9606	2,286.4066	2,281.3178	2,293.6198	2,286.0658
16	Heat transfer of radiation	453,993.4949	441,926.5085	454,479.5904	454,065.9924	442,102.4097	454,653.2983
17	Heat transfer of convection to coolant	1,367,415.9963	1,322,760.5599	1,363,547.4726	1,367,135.9109	1,322,479.1862	1,363,268.9568
18	Heat transfer of radiation to coolant	3,388,580.8521	3,450,126.3139	3,413,545.7589	3,384,547.2251	3,448,059.6127	3,411,199.4089
19	Fuel is Natural gas supplied as a liquid at 82.33 F						
	Enthalpy of CO2 at T3	-148,741.8000	-149,624.0000	-149,056.9000	-148,741.8000	-149,624.0000	-149,056.9000
	Enthalpy of H2O at T3	-88,778.9000	-88,769.8000	-88,774.5000	-88,778.9000	-88,769.8000	-88,774.5000
	Enthalpy of O2 at T3	13,105.1000	13,140.2000	13,125.4000	13,105.1000	13,140.2000	13,125.4000
20	Fuel-air ratio	0.0345	0.0325	0.0359	0.0345	0.0325	0.0359
21	Gas generator turbine efficiency	0.8180	0.8394	0.8683	0.8180	0.8394	0.8683
22	Adiabatic flame temperature	3,000.0100	2,985.8700	3,001.6500	3,000.0100	2,985.8700	3,001.6500
23	Percent excess air supplied	65.5271	70.6988	61.4895	65.5271	70.6988	61.4895
24	Heat added in combustion chamber	365.1983	342.9972	376.0961	365.0147	340.0671	362.8620
25	Heat rate	8,342.0928	7,834.9624	8,591.0288	8,337.8996	7,768.0291	8,288.7267
26	Pressure at gas generator exit	261.7935	261.8387	261.6548	261.7935	261.8387	261.6548
27	Turbine inlet temperature	1,725.5850	1,735.9874	1,728.5875	1,725.5850	1,735.9874	1,728.5875
28	Pressure at power turbine exit	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500
29	Temperature at power turbine exit	952.0000	955.0000	932.0000	952.0000	955.0000	932.0000
30	Turbine pressure ratio	1.6801	1.6839	1.6775	1.6801	1.6839	1.6775
31	Power turbine efficiency	0.7882	0.8007	0.8959	0.7882	0.8007	0.8959
32	Stagnation temperature at power turbine	730.2595	737.2096	751.8565	730.2595	737.2096	751.8565
33	Stagnation pressure at power turbine	276.6478	276.5512	276.0621	276.6478	276.5512	276.0621
34	Power turbine mass flow rate	45.0537	44.6125	43.6643	45.0537	44.6125	43.6643
35	Power turbine work	5,265.8123	5,265.8771	5,265.8449	5,265.8123	5,265.8771	5,265.8449
36	Heat losses of combustor wall	426,896.3545	420,345.8872	461,661.2741	427,132.8871	420,582.8754	435,682.7610
37	Stack losses	3,381.9964	3,410.6823	3,497.2929	3,381.9964	3,410.6823	3,497.2929
38	Evaporation losses	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130
39	Thermal efficiency	0.3298	0.3514	0.3467	0.3299	0.3545	0.3320
40	Specific fuel consumption	89,589.2000	252,639.2000	2,409,641.0000	89,589.2000	252,639.2000	2,409,641.0000

Tabel 7. Efisiensi Thermal Dari Turbin Gas Dengan Lapisan ZrO2

Parameter	GAS TURBINE								
	Ketebalan 0.04 in			Ketebalan 0.045 in			Ketebalan 0.05 in		
	Unit 3	Unit 4	Unit 6	Unit 3	Unit 4	Unit 6	Unit 3	Unit 4	Unit 6
Inlet temperature	78.7143	79.3929	77.5712	78.7143	79.3929	77.5712	78.7143	79.3929	77.5712
at compressor exit	665.0000	693.0000	642.0000	665.0000	693.0000	642.0000	665.0000	693.0000	642.0000
compressor exit	260.0000	262.0000	264.0000	260.0000	262.0000	264.0000	260.0000	262.0000	264.0000
pressure ratio	4.2680	4.1960	4.1487	4.2680	4.1960	4.1487	4.2680	4.1960	4.1487
Compressor Efficiency	0.8112	0.8848	0.8350	0.8112	0.8848	0.8350	0.8112	0.8848	0.8350
temperature at compressor	530.9650	555.6938	511.1903	530.9650	555.6938	511.1903	530.9650	555.6938	511.1903
pressure at compressor	261.4574	263.4139	265.5610	261.4574	263.4139	265.5610	261.4574	263.4139	265.5610
mass flow rate	48.4711	46.8394	51.5289	48.4711	46.8394	51.5289	48.4711	46.8394	51.5289
work	5,145.3847	5,145.3495	5,145.3143	5,145.3847	5,145.3495	5,145.3143	5,145.3847	5,145.3495	5,145.3143
pound into compressor	164.2184	171.5085	151.6784	164.2184	171.5085	151.6784	164.2184	171.5085	151.6784
p in primary burner	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
p in exhaust system	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
temperature of combustor wall	2,307.1860	2,303.1980	2,297.7940	2,307.1860	2,303.1980	2,297.7940	2,307.1860	2,303.1980	2,297.7940
of adiabatic convection	565.4394	565.4173	565.4371	636.1193	636.1028	636.1170	706.7992	706.7422	706.7992
outer of combustor wall	2,304.4599	2,302.4719	2,295.0679	2,304.1191	2,302.1311	2,294.7271	2,303.7784	2,301.7904	2,286.4994
of radiation	425,622.8972	419,069.2614	434,167.2999	425,788.2600	419,235.6805	434,334.1812	425,953.5800	419,402.0627	430,092.7200
of convection to coolant	1,347,526.2790	1,326,939.1898	1,367,034.1663	1,347,246.1935	1,326,658.2446	1,366,752.3651	1,346,966.1081	1,326,377.2993	1,359,940.8200
of radiation to coolant	3,110,423.0851	3,095,733.3563	3,062,525.7489	3,108,570.8765	3,093,885.9365	3,060,696.0952	3,106,719.4885	3,092,039.3369	3,016,718.0200
al gas supplied as a liquid at 82.33 F									
oy of CO2 at T3	-146,587.1000	-147,321.6000	-149,056.9000	-146,587.1000	-147,321.6000	-149,056.9000	-146,587.1000	-147,321.6000	-149,056.9000
oy of H2O at T3	-88,805.3000	-88,796.7000	-88,774.3000	-88,805.3000	-88,796.7000	-88,774.3000	-88,805.3000	-88,796.7000	-88,774.3000
oy of O2 at T3	12,795.5000	128,512.7000	13,125.4000	12,795.5000	128,512.7000	13,125.4000	12,795.5000	128,512.7000	13,125.4000
turbine efficiency	0.0338	0.0347	0.0327	0.0338	0.0347	0.0327	0.0338	0.0347	0.0327
ne temperature	3,010.9800	2,996.1400	3,007.4200	3,010.9800	2,996.1400	3,007.4200	3,010.9800	2,996.1400	3,007.4200
ss air supplied	58.8712	60.8745	59.7220	58.8712	60.8745	59.7220	58.8712	60.8745	59.7220
n combustion chamber	368.1958	361.8688	366.0147	383.2909	361.0147	365.2767	372.3417	360.8688	363.3717
as generator exit	8,867.4170	8,266.0394	8,360.7423	8,755.3754	8,246.5291	8,343.8851	8,505.2558	8,243.1968	8,300.4994
temperature	261.2903	261.3226	262.8242	261.2903	261.3226	262.8242	261.2903	261.3226	262.8242
ower turbine exit	1,714.2587	1,720.6987	1,730.1428	1,714.2587	1,720.6987	1,730.1428	1,714.2587	1,720.6987	1,730.1428
at power turbine exit	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500
at power turbine exit	955.0000	955.0000	945.0000	955.0000	955.0000	945.0000	955.0000	955.0000	945.0000
ure ratio	1.6764	1.6782	1.6736	1.6764	1.6782	1.6736	1.6764	1.6782	1.6736
efficiency	0.7472	0.7627	0.8332	0.7472	0.7627	0.8332	0.7472	0.7627	0.8332
temperature at power turbine	716.8085	722.8550	741.1111	716.8085	722.8550	741.1111	716.8085	722.8550	741.1111
pressure at power turbine	276.4029	276.3067	277.5120	276.4029	276.3067	277.5120	276.4029	276.3067	277.5120
mass flow rate	45.8603	45.4601	44.5314	45.8603	45.4601	44.5314	45.8603	45.4601	44.5314
work	5,265.8254	5,265.8379	5,265.8449	5,265.8254	5,265.8379	5,265.8449	5,265.8254	5,265.8379	5,265.8449
combustor wall	453,941.2097	441,964.0094	454,523.6972	454,184.5031	442,210.7081	454,768.1955	454,427.7579	442,457.3675	455,012.6500
oses	3,445.8106	3,478.7834	3,548.2716	3,445.8106	3,478.7834	3,548.2716	3,445.8106	3,478.7834	3,548.2716
ency	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130
consumption	0.3103	0.3330	0.3293	0.3142	0.3337	0.3300	0.3235	0.3339	0.3300
consumption	294,932.0000	112,396.5000	166,544.0000	294,932.0000	112,396.5000	166,544.0000	294,932.0000	112,396.5000	166,544.0000

Tabel 7. Efisiensi Thermal Dari Turbin Gas Dengan Lapisan ZrO₂ (Lanjutan)

No.	Parameter	GAS TURBINE					
		Ketebalan 0.055 in			Ketebalan 0.06 in		
		Unit 3	Unit 4	Unit 6	Unit 3	Unit 4	Unit 6
1	Compressor inlet temperature	78.7143	79.3929	77.5712	78.7143	79.3929	77.5712
2	Temperature at compressor exit	665.0000	693.0000	642.0000	665.0000	693.0000	642.0000
3	Pressure at compressor exit	260.0000	262.0000	264.0000	260.0000	262.0000	264.0000
4	Compressor pressure ratio	4.2680	4.1960	4.1487	4.2680	4.1960	4.1487
5	Low compressor Efficiency	0.8112	0.8848	0.8350	0.8112	0.8848	0.8350
6	Stagnation temperature at compressor	530.9650	555.6938	511.1903	530.9650	555.6938	511.1903
7	Stagnation pressure at compressor	261.4574	263.4139	265.5610	261.4574	263.4139	265.5610
8	Compressor mass flow rate	48.4711	46.8394	51.5289	48.4711	46.8394	51.5289
9	Compressor work	5,145.3847	5,145.3495	5,145.3143	5,145.3847	5,145.3495	5,145.3143
10	Net work per pound into compressor	164.2184	171.5085	151.6784	164.2184	171.5085	151.6784
11	Pressure drop in primary burner	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
12	Pressure drop in exhaust system	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
13	Adiabatic temperature of combustor wall	2,307.1860	2,305.1980	2,297.7940	2,307.1860	2,305.1980	2,297.7940
14	Heat transfer of adiabatic convection	777.4792	777.4792	777.4792	848.1591	848.1591	848.1591
15	Temperature outer of combustor wall	2,303.4376	2,301.4496	2,286.1496	2,303.0968	2,301.1088	2,293.7048
16	Heat transfer of radiation	426,118.8754	419,568.4080	460,883.7949	426,284.1280	419,734.7163	434,834.6020
17	Heat transfer of convection to coolant	1,346,686.0226	1,326,096.3540	1,365,155.4919	1,346,405.9372	1,325,815.4068	1,365,906.9616
18	Heat transfer of radiation to coolant	3,104,868.9218	3,090,193.5572	3,450,534.2744	3,103,019.1763	3,088,348.5972	3,055,212.0228
19	Fuel is Natural gas supplied as a liquid at 82.33 F						
	Enthalpy of CO ₂ at T3	-146,587.1000	-147,321.6000	-149,056.9000	-146,587.1000	-147,321.6000	-149,056.9000
	Enthalpy of H ₂ O at T3	-88,805.3000	-88,796.7000	-88,774.5000	-88,805.3000	-88,796.7000	-88,774.5000
	Enthalpy of O ₂ at T3	12,795.5000	128,512.7000	13,125.4000	12,795.5000	128,512.7000	13,125.4000
20	Fuel-air ratio	0.0338	0.0347	0.0327	0.0338	0.0347	0.0327
21	Gas generator turbine efficiency	0.8485	0.8340	0.8672	0.8485	0.8340	0.8672
22	Adiabatic flame temperature	3,010.9800	2,996.1400	3,007.4200	3,010.9800	2,996.1400	3,007.4200
23	Percent excess air supplied	56.8712	60.8745	59.7220	56.8712	60.8745	59.7220
24	Heat added in combustion chamber	369.3417	358.8688	360.1958	365.3417	353.3772	355.1958
25	Heat rate	8,436.7389	8,197.5115	8,227.8231	8,345.3684	8,072.0690	8,113.6099
26	Pressure at gas generator exit	261.2903	261.3226	262.8242	261.2903	261.3226	262.8242
27	Turbine inlet temperature	1,714.2587	1,720.6987	1,730.1428	1,714.2587	1,720.6987	1,730.1428
28	Pressure at power turbine exit	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500	14.6500
29	Temperature at power turbine exit	955.0000	955.0000	945.0000	955.0000	955.0000	945.0000
30	Turbine pressure ratio	1.6764	1.6782	1.6736	1.6764	1.6782	1.6736
31	Power turbine efficiency	0.7472	0.7627	0.8332	0.7472	0.7627	0.8332
32	Stagnation temperature at power turbine	716.8085	722.8550	741.1111	716.8085	722.8550	741.1111
33	Stagnation pressure at power turbine	276.4029	276.3067	277.5120	276.4029	276.3067	277.5120
34	Power turbine mass flow rate	45.8603	45.4601	44.5314	45.8603	45.4601	44.5314
35	Power turbine work	5,265.8254	5,265.8379	5,265.8449	5,265.8254	5,265.8379	5,265.8449
36	Heat losses of combustor wall	454,770.9840	454,670.9740	455,257.0756	454,914.1515	442,950.5688	455,501.4574
37	Stack losses	3,445.8106	3,478.7834	3,548.2716	3,445.8106	3,478.7834	3,548.2716
38	Evaporation losses	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130	1.3130
39	Thermal efficiency	0.3261	0.3357	0.3346	0.3297	0.3410	0.3393
40	Specific fuel consumption	294,932.0000	112,396.5000	166,544.0000	294,932.0000	112,396.5000	166,544.0000

Tabel 8. Pengaruh Energi loses Pada Turbin Gas Lapisan Hastelloy-X

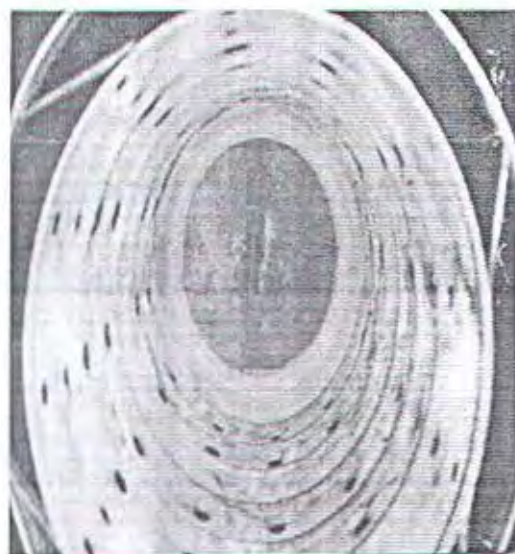
No.	Parameter	Gas Turbine		
		Unit 1	Unit 2	Unit 5
1	Compressor inlet temperature	77.5484	78.0333	79.4286
2	Temperature at compressor exit	618.0000	692.0000	630.0000
3	Pressure at compressor exit	260.0000	263.0000	261.0000
4	Compressor pressure ratio	4.1487	4.5410	4.1723
5	Low compressor Efficiency	0.8651	0.8724	0.8742
6	Stagnation temperature at compressor	489.4852	506.0206	498.6465
7	Stagnation pressure at compressor	261.5814	264.4239	262.5642
8	Compressor mass flow rate	52.6047	47.0810	51.9317
9	Compressor work	5,145.3847	5,145.3319	5,145.3671
10	Net work per pound into compressor	152.3676	174.4670	151.6794
11	Pressure drop in primary burner	0.0000	0.0000	0.0000
12	Pressure drop in exhaust system	0.0000	0.0000	0.0000
13	Adiabatic temperature of combustor wall	2,285.4070	2,297.7090	2,290.1550
14	Heat transfer of adiabatic convection	848.1591	848.1463	848.1575
15	Temperature outer of combustor wall	2,281.3178	2,293.6198	2,286.0658
16	Heat transfer of radiation	454,065.9924	442,702.4097	454,653.2983
17	Heat transfer of convection to coolant	1,367,135.9109	1,322,479.1862	1,363,266.9568
18	Heat transfer of radiation to coolant	3,384,547.2251	3,448,059.6127	3,411,499.4089
19	Fuel is Natural gas supplied as a liquid at 80 F			
	Enthalpy of CO ₂ at T3	-148,741.8000	-149,624.0000	-149,056.9000
	Enthalpy of H ₂ O at T3	-88,778.9000	-88,769.8000	-88,774.3000
	Enthalpy of O ₂ at T3	13,105.1000	13,140.2000	13,125.4000
20	Fuel-air ratio	0.0345	0.0325	0.0359
21	Gas generator turbine efficiency	0.8180	0.8394	0.8883
22	Adiabatic flame temperature	3,000.0100	2,985.8700	3,001.6500
23	Percent excess air supplied	65.5271	70.6988	61.4895
24	Heat added in combustion chamber	365.0147	340.0871	362.8620
25	Heat rate	8,337.8996	7,768.0291	8,288.7267
26	Pressure at gas generator exit	261.7935	261.8387	261.6548
27	Turbine inlet temperature	1,725.5850	1,735.9874	1,728.5875
28	Pressure at power turbine exit	14.6500	14.6500	14.6500
29	Temperature at power turbine exit	952.0000	955.0000	932.0000
30	Turbine pressure ratio	1.6801	1.6839	1.6775
31	Power turbine efficiency	0.7882	0.8007	0.8959
32	Stagnation temperature at power turbine	730.2595	737.2096	751.8565
33	Stagnation pressure at power turbine	276.6478	276.5512	276.0621
34	Power turbine mass flow rate	45.0537	44.6125	43.6643
35	Power turbine work	5,265.8123	5,265.8771	5,265.8449
36	Heat losses of combustor wall	427,132.2871	420,582.8754	435,682.7610
37	Stack losses	3,381.9964	3,410.6823	3,497.2929
38	Evaporation losses	1.3130	1.3130	1.3130
39	Energy losses	430,515.5965	423,994.8707	439,161.3659
40	Thermal efficiency	0.3299	0.3545	0.3320
41	Specific fuel consumption	89,589.2000	252,639.2000	2,409,641.0000

Tabel 9. Pengaruh Energi loses Pada Turbin Gas Lapisan ZrO2

No.	Parameter	Gas Turbine		
		Unit 3	Unit 4	Unit 6
1	Compressor inlet temperature	78.7143	79.3929	77.5712
2	Temperature at compressor exit	665.0000	693.0000	642.0000
3	Pressure at compressor exit	260.0000	262.0000	264.0000
4	Compressor pressure ratio	4.2680	4.1960	4.1487
5	Low compressor Efficiency	0.8112	0.8848	0.8350
6	Stagnation temperature at compressor	530.9650	555.6938	511.1903
7	Stagnation pressure at compressor	261.4574	263.4139	265.5610
8	Compressor mass flow rate	48.4711	46.8394	51.5289
9	Compressor work	5,145.3847	5,145.3495	5,145.3143
10	Net work per pound into compressor	164.2184	171.5085	151.6784
11	Pressure drop in primary burner	0.0000	0.0000	0.0000
12	Pressure drop in exhaust system	0.0000	0.0000	0.0000
13	Adiabatic temperature of combustor wall	2,307.1860	2,305.1980	2,297.7940
14	Heat transfer of adiabatic convection	848.1591	848.1591	848.1591
15	Temperature outer of combustor wall	2,303.0968	2,301.1088	2,293.7048
16	Heat transfer of radiation	426,284.1280	419,734.7163	434,834.6020
17	Heat transfer of convection to coolant	1,346,405.9372	1,325,815.4088	1,365,906.9616
18	Heat transfer of radiation to coolant	3,103,019.1763	3,088,348.5972	3,055,212.0228
19	Fuel is Natural gas supplied as a liquid at 80 F			
	Enthalpy of CO2 at T3	-146,587.1000	-147,321.6000	-149,056.9000
	Enthalpy of H2O at T3	-88,805.3000	-88,796.7000	-88,774.5000
	Enthalpy of O2 at T3	12,795.5000	128,512.7000	13,125.4000
20	Fuel-air ratio	0.0338	0.0347	0.0327
21	Gas generator turbine efficiency	0.8485	0.8340	0.8672
22	Adiabatic flame temperature	3,010.9800	2,996.1400	3,007.4200
23	Percent excess air supplied	56.8712	60.8745	59.7220
24	Heat added in combustion chamber	365.3417	353.3772	355.1958
25	Heat rate	8,345.3684	8,072.0690	8,113.6099
26	Pressure at gas generator exit	261.2903	261.3226	262.8242
27	Turbine inlet temperature	1,714.2587	1,720.6987	1,730.1428
28	Pressure at power turbine exit	14.6500	14.6500	14.6500
29	Temperature at power turbine exit	955.0000	955.0000	945.0000
30	Turbine pressure ratio	1.6764	1.6782	1.6736
31	Power turbine efficiency	0.7472	0.7627	0.8332
32	Stagnation temperature at power turbine	716.8085	722.8550	741.1111
33	Stagnation pressure at power turbine	276.4029	276.3067	277.5120
34	Power turbine mass flow rate	45.8603	45.4601	44.5314
35	Power turbine work	5,265.8254	5,265.8379	5,265.8449
36	Heat losses of combustor wall	454,914.1515	442,950.5688	455,501.4574
37	Stack losses	3,445.8106	3,478.7834	3,548.2716
38	Evaporation losses	1.3130	1.3130	1.3130
39	Energi losses	458,361.2751	446,430.6652	459,051.0419
40	Thermal efficiency	0.3297	0.3410	0.3393
41	Specific fuel consumption	294,932.0000	112,396.5000	166,544.0000



Gambar 7. Ruang bakar lapisan Hastelloy-X



Gambar 8. Ruang bakar lapisan ZrO_2

Central Duri Gas Turbine

Unit	Turbine Data	Generator Data	Commissioning Date
CGT #1	GENERAL ELECTRIC	GENERAL ELECTRIC	13-Jul-84
	GAS TURBINE DIVISION	GENERATOR	
	NO : 282064	AIR COOLED GENERATOR	
	AIR IN : 90 F	NO : 335X631	
	ALT : 118 FT	2 POLES, 3 PHASE	
	BASE : 21,720 KW	WYE CONN, 60 Hz	
	PEAK : 23,570 KW	TOTAL TEMP. AT RATING	
	FUEL : NATURAL GAS	GUARANTEED NOT TO EXCEED	
	EXH. BASE : 938 F	100 C ON ARMATURE BY DETECTOR	
	EXH. PEAK : 985 F	145 C ON FIELD BY RESISTANCE	
	PRESSURE : 14.65 PSIA	MAX. COLD AIR TEMP : 15 C	
	COMP. STAGES : 17	RATING PEAK	
	RPM : 5105	KVA : 29,600 32,000	
	TURB. STAGES : 2	ARMATURE AMPS : 1,238 1,339	
	INTR. BOOK : GEK-72071	ARMATURE VOLTS : 13,800 13,800	
	SCHENECTADY N.Y.	FIELD AMPS : 237 251	
	GREENVILLE S.C.	EXCIT. AMPS : 250 250	
	N.P. 169377	POWER FACTOR : 0.85 0.85	
		RPM : 3,600 3,600	
		CAUTION : BEFORE INSTALLING OR	
		DISMANTLING READ INSTRUCTION	
		GEK-72097,	
		LYNN, MASSACHUSETTS	
		MADE IN USA	

CGT #2	GENERAL ELECTRIC	GENERAL ELECTRIC	10-Dec-84
	GAS TURBINE DIVISION	GENERATOR	
	NO : 282499	AIR COOLED GENERATOR	
	AIR IN : 90 F	NO : 335X642	
	ALT : 118 FT	2 POLES, 3 PHASE	
	BASE : 21,900 KW	WYE CONN, 60 Hz	
	PEAK : 24,090 KW	TOTAL TEMP. AT RATING	
	FUEL : GAS	GUARANTEED NOT TO EXCEED	
	EXH. BASE : 925 F	100 C ON ARMATURE BY DETECTOR	
	EXH. PEAK : 982 F	145 C ON FIELD BY RESISTANCE	
	PRESSURE : 14.65 PSIA	MAX. COLD AIR TEMP : 15 C	
	COMP. STAGES : 17	RATING PEAK	
	RPM : 5100	KVA : 29,741 32,000	
	TURB. STAGES : 2	ARMATURE AMPS : 1,244 1,339	
	SCHENECTADY N.Y.	ARMATURE VOLTS : 13,800 13,800	
	GREENVILLE S.C.	FIELD AMPS : 238 251	
	N.P. 169487	EXCIT. AMPS : 250 250	
		POWER FACTOR : 0.85 0.85	
		RPM : 3,600 3,600	
		CAUTION : BEFORE INSTALLING OR	
		DISMANTLING READ INSTRUCTION	
		GEK-86466	
		LYNN, MASSACHUSETTS	
		MADE IN USA	
		N.P. 169377	

CGT #3	HITACHI-GE GAS TURBINE	TYPE : EFZBILA	11-Jun-88
	TYPE & FORM : PG5361	FORM : K	
	UNIT RATING : N.G.	CODE : JEC-114-1979	
	BASE : 21,680 KW	OUT PUT : 29,741 KVA	
	COMP : 17 STAGES	CLASS OF RATING : CONT	
	TURBINE : 2 STAGES	AMB. TEMP : 15 C	
	SPEED : 5,100 RPM	NO. OF PHASES : 3 POLES : 2	
	AIR IN : 90 F	RPM : 3600, FREQ : 60 Hz	
	EXH. TEMP : 938 F	POWER FACTOR : 0.85	
	PRESSURE : 14.65 PSIA	VOLTAGE : 13,800 V	
	DATE : 1986	CONN : Y	
	MFG NO : 966681	ARMATURE AMPS : 1244 A	
	GT NO : 356	EXCITATION VOLTS : 300 V DC	
	INSTR. BOOK : 1155590	FIELD AMPS : 288 A	
	HITACHI, Ltd. TOKYO	TOTAL TEMP, NOT TO EXCEED	
	JAPAN	ON ARMATURE BY DETECTOR	
	HNR NO : 991550-1001	ON FIELD BY RESISTANCE	
		MFG NO : 165401-1	
		DATE : 1986	
		INSTRUCTION : TS. 1153066-2E	
		HITACHI, Ltd. TOKYO JAPAN	
		HNR - 991550-1001	

CGT #4	HITACHI-GE GAS TURBINE	TYPE : EFZBILA	11-Jun-88
	TYPE & FORM : PG5361	FORM : K	
	UNIT RATING : N.G.	CODE : JEC-114-1979	
	BASE : 21,680 KW	OUT PUT : 29,741 KVA	
	COMP. : 17 STAGES	CLASS OF RATING : CONT	
	TURBINE : 2 STAGES	AMB. TEMP : 15 C	
	SPEED : 5,100 RPM	NO. OF PHASES : 3 POLES : 2	
	FUEL : GAS	RPM : 3600, FREQ : 60 Hz	
	AIR IN : 90 F	POWER FACTOR : 0.85	
	EXH. TEMP : 938 F	VOLTAGE : 13,800 V	
	PRESSURE : 14.65 PSIA	CONN : Y	
	DATE : 1988	ARMATURE AMPS : 1244 A	
	MFG NO : 966101	EXCITATION VOLTS : 300 V DC	
	GT NO : 330	FIELD AMPS : 288 A	
	INSTR. BOOK : 1157353	TOTAL TEMP, NOT TO EXCEED	
	HITACHI, Ltd. TOKYO	ON ARMATURE BY DETECTOR	
	JAPAN	ON FIELD BY RESISTANCE	
	HNR NO : 991550-1002	MFG NO : 165095-1	
		DATE : 1988	
		INSTR. BOOK : TS. 1153710-2E	
		HITACHI, Ltd. TOKYO JAPAN	
		HNR - 991550-1002	

CGT #5	ALSTHOM	ALSTHOM	20-Mar-91
	TURCO : 259 (T259)	TYPE : T 180-180	
	MODEL : PG 5371 PA	Y CYL-ROTOR	
	COMP : 17 STAGES	S/ N : 412815	
	TURBINE : 2 STAGES	YEAR OF MFG : 1990	
	RPM : 5120	APPARENT POWER : 26,588 KVA	

DESIGN OUTPUT	RATED VOLTAGE : 13,800 V	
ISO CONDITIONS	RATED CURRENT : 1,112 A	
BASE	POWER FACTOR : 0.85	
NATAL GAS : 26,300 KW	SPEED : 3,600 RPM	
DIST. OIL : 25,800 KW	FREQ : 60 Hz	
TURBINE EXH : 483 C	CLASS OF INSULATION : F	
PEAK	DUTY : CONTINUOUS	
NATAL GAS : 28,150 KW	EXCITATION : 177 V 435 A	
DIST. OIL : 27,650 KW	STANDARD : ANSI C50	
TURBINE EXH : 508 C	PROTECTION : IP 44	
FG DATE : APRIL 1990		
	ALSTHOM	
	ROTATING DIODE EXCITER	
	TYPE : MULTIPHASE TKJ 63-10	
	S/ N : 412823	
	YEAR OF MFG : 1990	
	OUTPUT : 77 KW	
	RATED VOLTAGE : 177 V	
	RATED CURRENT : 435 A	
	SPEED : 3,600 RPM	
	EXCITATION BY : SEPARATED, 1 Hz	
	EXCITATION VOLTAGE : 33 V	
	EXCITATION CURRENT : 30 A	
	CLASS OF INSULATION : F	
	DUTY : CONTINUOUS	
	STANDARD : ANSI C50	
	PROTECTION : IP 44	

P.T. CALTEX PACIFIC INDONESIA
ENVIRONMENTAL & TECHNOLOGY SUPPORT LABORATORY DURI

GAS ANALYSIS

from : CGT g date : 26-07-2000 g by : E&TS Laboratory-Duri g point : Incoming (after filter) ature(°F) : 80 e (Psi) : 250	Date of Report : 28-07-2000 Date Analyzed : 27-07-2000 Rec'd at Lab. : 27-07-2000 Lab. Analysis No. : 00153GAS
--	---

<u>Composition :</u>		<u>Mol %, Normalized</u>
n,	-N2	2.53
e,	-C1	80.02
Dioxide,	-CO2	6.28
	-C2	6.01
	-C3	3.60
tane,	-iC4	0.49
ne,	-nC4	0.71
itane,	-iC5	0.17
ne,	-nC5	0.15
s	-C6	0.03
es plus,	-C7+	0.01
ut Mol. Weight (dry, Calc.)		20.67
Gravity (dry, Calc.)		0.7134
eating Value, Btu/scf (dry, real gas); HHV		1062
ting Value, Btu/scf (dry, real gas); LHV		961
eating Value, Btu/scf (dry, ideal gas); HHV		1059
ting Value, Btu/scf (dry, ideal gas); LHV		958
Index		49.0
ssibility factor at STP, Z		0.9971
Hydrogen sulfide content = 6 ppm		

YS/EY/PSB

L. Sinanjuntak, Muslim T. -HCT North Area
 Michael Walker, RHH Artonang - TS Rbi
 Yushar Yusi M, Libo FMT
 Robert Sebesta J. - Bekasap AMT
 Dionisius A. Kumboro - MGT

Approved by : _____
 Hadi Riyanto
 Telp. 24341

tion & Operation - CGT Plant
Report
August 2000

MW GENERATED				FUEL CONSUMPTION						FUEL MWH RATIO			GT. TRIP (TIMES)				PEAK ON GAS		EMG /SD		N /	
				DIST. (BBLs)		CRUDE (BBLs)		DIST. & CRUDE		GAS	LIQ	GAS										
DATE	TOTAL LIQUID	GAS	TOTAL	GROSS	Net S/O PHAL	GROSS	GROSS	NETTO	MMBtu	BBLs @ MWH	MMBtu @ MWH	MWH @ MMBtu	INSTR & EQUIPT FAIL	HUMAN ERROR	TOTAL	TCS	OTHERS	TIMES	HOURS	TIMES	%	
	30.0	14,290.0	14,490.0	8.25			8.25	8.25	47.7	0.28	0.00296682	337.0428508	2		2			3	4.58	1		
	30.0	14,552.0	14,582.0	8.00			8.00	8.00	43.7	0.27	0.002662216	349.3793600	1		1			1	9.22	2		
	30.0	15,789.0	15,819.0	8.53			8.53	8.53	44.6	0.28	0.002626461	350.7992689	2		2			6	27.63	1		
	25.0	15,134.5	15,159.5	6.66			6.66	6.66	44.9	0.27	0.00263824	337.4019083	1		1			10	72.01	1		
	15.0	15,766.5	15,781.5	3.16			3.16	3.16	49.1	0.21	0.003116962	320.8355378	3		3			7	23.72	3		
		30,926.0	30,926.0						91.0		0.002941861	339.9209617	1		1			9	5.93	2		
	130.0	106,554.0	106,684.0	34.80			34.80	34.80	313.9	0.27	0.017678209	2038.379795	10		10			38	143.09	10		

RUNNING HOURS				UNIT S / B HOURS	UNIT UNAVAILABLE HOURS						PERFORMANCE (%)			GT. START (TIMES)				SUC- SESS	S / U REALI- BILITY (%)	F / S		
DATE	TOTAL LIQ	GAS	TOTAL		REPAIR		F.O	C.I	H.G.P	M.O	TOTAL	R	A	U	AT- TEMPT	FAILURE						
					UN SCHEDULE	SCHEDULE										BFR FLAME					AFT FLAME	
																MAN	AUTO				MAN	AUTO
	0.18	743.88	744.06	54.78	54.78						54.78	93.56	93.58	87.87	1				1	100.00	74	
	0.18	743.83	744.01	8.56	15.50						15.50	97.86	97.88	96.81	2				2	100.00	31	
	0.18	720.13	720.31	14.37	9.00						9.00	98.79	98.79	96.85	1				1	100.00	29	
	0.17	744.00	744.17	51.60	30.18						30.18	96.35	96.35	90.10	1				1	100.00	70	
	0.08	744.00	744.08	62.60	51.60						51.60	93.09	93.99	86.69	5				5	100.00	14	
		742.43	742.43	160.48	41.79						41.79	95.58	95.58	78.59	1				1	100.00	70	
	0.79	4,438.27	4,439.06	352.81	202.85						202.85	95.94	95.94	88.88	11				11	100.00	41	

		DISTILLATE TANK LEVEL	FT	INCH	VOLUME	REMARKS:
REPAIR HOURS	$R(REALIBILITY) = (PH) (URH + FCH) / PH$	BEGINNING OF THE MONTH	19	10.75	1,371,592 LTRS	
REPAIR HOURS		END OF THE MONTH	19	8.75	1,405,944 LTRS	
REPAIR HOURS	$A(AVAILABILITY) = (PH - LHM) / PH$	DIFFERENCE		1	34,352 LTRS	
REPAIR HOURS		ADDITIONAL	250.85	BBLS	39,885 LTRS	
REPAIR HOURS	$U(USE FACTOR) = FIM / PH$	DIST CONSUMPTION	34.80	BBLS	5,533 LTRS	
5750 LITRES		CRUDE CONSUMPTION				
		CRUDE ADDITIONAL				

Construction & Operation - CGT Plant

Current Month Report

[illegible]

AR TO CURRENT MONTH

MW GENERATED				FUEL CONSUMPTION						FUEL MWH RATIO			GT. TRIP (TIMES)					PEAK ON GAS		EVO S/D		NO	
				DIST. (BBLs)		CRUDE (BBLs)		DIST. & CRUDE		GAS	LIQ		GAS										
	TOTAL ON LIQUID	GAS	TOTAL	GROSS	SAU S/D FSNL	GROSS	GROSS	NETTO	MMBtu	BBLs / MWH	MMBtu / MWH	MWH / MMBtu	INSTR. & EQUIPT FAIL	HUMAN ER ROR	TOTAL	TEST	OTHERS	TIMES	HOURS	TIMES	HOURS		
	30	97,733	97,763	83			82.61	82.61	29,5515	2.75	0.00036237	3307.209448	1		1			13	24	1			
	26.5	103,621	100,649	84			84.00	84.00	29,7678	2.95	0.000265642	3380.170254	2		2			8	5	2			
	14	109,099	109,012	40			39.81	29.61	30,3923	2.83	0.000278834	3586.368916	3		3			24	86	2			
	23.5	103,369	103,392	66			65.62	65.62	26,9016	2.79	0.000286274	3456.932358	2		2			16	56	1			
	16	103,409	103,421	46			45.74	45.74	32,5706	2.86	0.000315067	3173.926391	1		1			22	61	3			
		217,349	217,349					60,6617			0.000278638	3588.685385	3		3			18	31	1			
	112.0	731,474	731,586	317.58			317.58	317.58	212,7546	2.84	0.001760024	20493.50375	12		12			95	242	10			

RUNNING HOURS			UNIT S / B HOURS	UNIT UNAVAILABLE HOURS						PERFORMANCE (%)			GT START TIMES				S/U REAL BILITY [%]	P FL ST			
TOTAL DQ	GAS	TOTAL		REPAIR		T O	C I	H G P	M O	TOTAL	R	A	U	AT- TEMP	FAILURE				SUC- CESS		
				UN SCHEDULE	SCHEDULE										BFR FLAME					AFT FLAME	
															MAN	AUTO				MAN	AUTO
1.76	4,961.02	4,962.78	88.90	60.32					60.32	88.82	98.62	97.08	6.00	2.00		2.00	2.00	33.33	1.2		
1.74	4,945.02	4,946.76	8.98	156.26					96.20	96.94	96.94	96.77	5.00	1		1.00	3.00	60.00	1.2		
0.78	5,111.22	5,112.00	15.37	9.00					9.00	100.00	100.00	100.00	6.00	1.00		3.00	2.00	33.33	1.0		
1.59	5,080.23	5,081.82	51.50	30.18					30.18	99.41	99.41	99.41	6.00	1.00		2.00	3.00	30.00	1.0		
1.05	4,935.00	4,936.05	62.60	113.35					113.35	97.78	97.78	96.56	7.00	4.00		2.00	1.00	14.20	1.8		
	5,064.77	5,064.77	160.48	47.23					47.23	99.08	99.08	99.08	4.00	1.00		1.00	2.00	50.00	1.6		
8.92	30,097.26	30,104.18	387.83	416.34					416.34	98.67	98.67	98.15	20	10.00		9	13.00	46.43	8.6		

		DISTILLATE TANK LEVEL	FT	INCH	VOLUME	REMARKS :
HOURS	R(EALIBILITY) = (PH-(URH+FOH)/PH	BEGINNING OF THE YEAR	19	11.5	1,368,693 LTRS	
		END OF THE MONTH	19	10.75	1,371,592 LTRS	
E HOURS	R(AVAILABILITY) = (PH-UPH)/PH	DIFFERENCE		0.75	2,899 LTRS	
		ADDITIONAL	251.57	BBLS	40,000 LTRS	
REPAIR HOURS	U(USE FACTOR) = PH/PH	DIST. CONSUMPTION	317.58	BBLS	50,495 LTRS	
5750 LITRES		CRUDE CONSUMPTION				
		CRUDE ADDITIONAL				

G & T \ PG & O - CGT PLANT

DAILY GT OPERATION RECORD

Month of August 2000

TIME	CGT # 1				CGT # 2				CGT # 3				CGT # 4			
	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP
1	20.8	10.0	13.9	950	21.2	7.0	13.9	948	22.6	8.0	13.9	945	22.0	10.2	13.8	950
2	20.7	9.8	13.9	950	21.0	7.2	13.9	948	22.6	8.0	13.9	945	22.0	10.4	13.8	950
3	21.0	9.8	13.9	950	21.0	7.0	13.9	945	22.8	8.0	13.9	940	21.9	10.4	13.8	948
4	21.0	9.8	13.9	950	21.0	7.0	13.9	950	22.8	7.8	13.9	940	21.9	10.0	13.8	945
5	21.0	9.8	13.9	950	21.0	7.0	13.9	950	22.8	7.8	13.9	940	21.9	10.0	13.8	945
6	21.0	9.8	13.9	950	21.0	7.0	13.9	950	22.8	7.8	13.9	940	21.8	9.8	13.8	945
7	20.7	9.8	13.8	955	21.0	7.0	13.9	952	22.9	7.9	13.9	940	21.8	9.8	13.9	948
8	20.6	9.8	13.8	950	21.0	7.4	13.9	950	22.6	7.5	13.9	940	21.5	9.8	13.9	948
9	20.6	9.6	13.8	950	20.8	7.2	13.9	952	22.4	6.5	13.9	940	21.4	9.4	13.9	950
10	20.1	9.6	13.8	950	20.4	7.0	13.9	952	22.0	7.1	13.9	940	21.1	9.5	13.9	950
11	20.0	9.6	13.8	952	20.2	7.0	13.9	952	21.8	7.6	13.9	945	21.0	9.5	13.9	950
12	19.6	9.4	13.8	952	20.0	7.0	13.9	955	21.5	7.6	13.9	948	20.5	9.6	13.9	952
13	19.4	9.4	13.8	952	19.9	7.0	13.9	955	21.4	7.8	13.9	948	20.5	10.0	13.9	950
14	19.4	9.4	13.8	950	19.8	6.6	13.9	952	21.3	7.8	13.9	945	20.5	9.8	13.9	950
15	19.2	9.4	13.8	952	19.6	8.0	13.9	955	21.0	8.2	13.9	950	20.2	9.5	13.0	952
16	19.6	9.8	13.8	952	19.4	8.2	13.9	955	21.0	8.8	13.9	945	20.0	10.0	13.9	940
17	19.4	10.0	13.8	952	19.8	8.8	13.9	955	21.3	9.2	13.9	950	20.2	9.8	13.9	955
18	19.6	9.9	13.8	950	19.8	9.2	13.9	955	21.4	9.4	13.9	950	20.2	10.2	13.9	955
19	19.8	10.0	13.8	950	20.0	9.0	13.9	955	21.6	9.7	13.9	950	20.5	10.3	13.9	952
20	20.0	10.1	13.8	950	20.2	8.8	13.9	955	21.8	10.0	13.9	950	20.7	10.5	13.9	950
21	20.0	10.1	13.8	950	20.2	8.8	13.9	955	21.8	9.8	13.9	945	20.7	10.4	13.9	950
22	20.0	10.1	13.8	950	20.2	8.8	13.9	955	21.8	9.4	13.9	940	20.6	10.4	13.9	945
23	19.8	10.0	13.8	945	20.2	8.7	13.9	945	21.4	9.8	13.9	930	20.2	10.2	13.9	930
24	19.8	10.0	13.8	930	20.2	8.2	13.9	935	21.4	9.8	13.9	920	20.2	10.2	13.9	920
TOTAL		235.0				184.9				201.3				239.7		
AVERAGE	20.1	9.8	13.8	950	20.4	7.7	13.9	951	22.0	8.4	13.9	943	21.0	10.0	13.9	947
MAX			13.9	955			13.9	955			13.9	950			13.9	955

CGT # 5				CGT # 6				FREQ	GAS PRESSURE				PGN
MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	(HZ)	INCOM	PLANT INLET	LIBO	PAGAR	PGN
22.3	8.2	13.8	920	46.4	14.5	13.8	951	60.00	266	253			
22.3	8.2	13.8	920	46.1	14.5	13.8	950	60.00	266	253			
22.3	8.2	13.8	920	46.2	14.5	13.8	950	60.00	265	253			
22.3	8.3	13.8	920	46.0	14.6	13.8	940	60.01	267	253			
22.3	8.3	13.8	920	45.3	14.6	13.8	938	60.01	267	253			
22.3	8.3	13.8	920	45.3	14.6	13.8	938	60.01	267	253	275	272	277
22.2	8.3	13.9	920	45.1	14.5	13.8	916	60.02	267	251			
22.2	8.6	13.9	920	43.6	14.5	13.8	914	60.01	267	252			
22.2	8.4	13.9	920	43.3	14.8	13.8	919	60.01	267	252			
21.6	8.2	13.9	920	42.9	14.5	13.8	928	59.98	265	250	272	270	275
21.7	8.4	13.9	920	43.0	14.8	13.8	926	60.01	264	248			
21.7	8.4	13.9	925	42.1	14.0	13.8	922	60.01	264	246			
21.4	8.6	13.9	922	42.5	15.0	13.8	925	60.02	263	247			
21.0	8.4	13.9	920	43.5	14.9	13.8	936	60.01	267	251	272	268	273
21.3	8.4	13.9	922	43.3	14.7	13.8	939	60.00	264	250			
21.2	8.5	13.9	922	42.5	14.8	13.8	931	60.02	264	251			
21.2	8.6	13.9	922	43.3	14.8	13.8	941	60.01	264	251			
21.8	8.6	13.9	922	42.6	14.9	13.8	926	60.01	265	252	271	269	274
22.0	8.7	13.9	922	46.1	14.9	13.8	950	60.01	267	253			
22.2	8.9	13.9	920	46.8	14.9	13.8	951	60.02	268	254			
22.0	8.8	13.9	910	45.0	14.9	13.8	930	60.02	269	255			
21.8	8.8	13.9	900	44.1	14.9	13.8	925	60.02	269	256			
21.8	8.8	13.9	900	44.4	14.7	13.8	931	60.01	269	257			
21.8	8.6	13.9	900	45.5	14.5	13.8	934	60.02	268	257			
	203.5				352.3								
21.9	8.5	13.9	918	44.4	14.7	13.8	934	60.01	263	246	271	268	273
		13.9	925			13.8	951	60.02	269	257	275	272	277

0:00

RS	23278.2		22502.2		83300.6		84071.4		74,987.0				DISTILLATE TANK		
E	19412.9		22346.5		82864.2		83845.8		74,868.0				FEET	INCH	BA
E	102.81		162.11		83.56		60.69		122.5						
TE	410.8		1825.8		1625.8		1247.4		2117.1						
	28907		91313		94333		35988		166931		314738		GRAND TOTAL		REC
AY	28432		90822		93814		35485		166423		313718		MW		
	475 MW		491 MW		519 MW		503 MW		508 MW		1020 MW		3516.0		IS
	475 MW		491 MW		519 MW		503 MW		508 MW		1020 MW		3516.0		
	MW		MW		MW		MW		MW		MW		0.0		
	24 HRS		24 HRS		24 HRS		24 HRS		24 HRS		24 HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
ER															
ION	BBLS		BBLS		BBLS		BBLS		BBLS		BBLS				
	BBLS		BBLS		BBLS		BBLS		BBLS		BBLS				
ER TRIP	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES				
T															
AT															
TRIP															
T															
RIP BY									TIMES		TIMES				
AIL	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES				
RROR	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES				
OTG	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES				
	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES				
RS	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES				

DOWN											
E AT											
WN AT											
AL	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
IE	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
RT UP											
P AT											
E AT											
PT	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
ELL											
	17		17		17		17		17		
R	9.3		9		9		9.8		8		
TSHELL	25 LBS		25 LBS		25 LBS		25 LBS		25 LBS		LBS
EMP	75 °F		74 °F		76 °F		77 °F		77 °F		°F
EASE	2 PSIG		3 PSIG		1 PSIG		1 PSIG		2 PSIG		PSIG
DOWN	33 °F		46 °F		18 °F		15 °F		27 °F		°F
BEFORE											
	19.6		19.7		22.1		21.4		21.3		
EMP	957 °F		955 °F		950 °F		956 °F		929 °F		°F
AFTER											
	20.7		21.4		22.6		21.8		22.3		
EMP	953 °F		946 °F		948 °F		954 °F		924 °F		°F
I GAS											
R											
EMP	°F		°F		°F		°F		°F		°F
HIGHEST	°F		°F		°F		°F		°F		°F
IMES											
OURS	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS
ONSUMP.	DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS

PG & T \ PG & O - CGT PLANT

DAILY GT OPERATION RECORD

Month of August 2000

TIME	CGT # 1				CGT # 2				CGT # 3				CGT # 4			
	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP
1	19.8	10.2	13.8	950	19.8	6.0	13.8	955	22.2	9.2	13.8	945	21.4	9.8	13.8	945
2	19.8	10.2	13.8	950	19.8	6.0	13.8	955	22.2	9.2	13.8	945	21.4	9.8	13.8	945
3	19.8	10.0	13.8	950	19.8	6.0	13.8	955	22.2	8.8	13.8	945	21.4	9.6	13.8	945
4	19.8	10.0	13.8	950	19.8	7.2	13.8	955	22.2	8.8	13.8	945	21.4	9.6	13.8	945
5	20.0	10.0	13.8	950	19.8	7.8	13.8	955	22.2	8.8	13.8	945	21.4	9.8	13.8	945
6	20.0	10.0	13.8	950	19.8	7.8	13.8	955	22.2	8.8	13.8	945	21.4	9.8	13.8	945
7	19.7	10.0	13.8	955	19.8	7.6	13.8	958	22.2	9.0	13.8	940	21.6	9.9	13.8	950
8	19.7	9.5	13.8	950	19.8	8.0	13.8	950	22.0	9.0	13.8	940	21.3	9.8	13.8	950
9	20.8	9.5	13.8	950	20.6	8.4	13.8	950	22.0	9.0	13.8	940	21.0	9.8	13.8	950
10	20.6	9.8	13.8	950	21.0	8.8	13.8	950	22.0	9.0	13.8	940	21.0	10.0	13.8	950
11	20.6	9.8	13.8	950	21.0	8.8	13.8	950	22.4	9.0	13.8	940	21.2	10.0	13.8	950
12	20.4	9.6	13.8	950	20.8	9.0	13.8	950	22.2	9.0	13.8	940	21.2	10.2	13.8	950
13	20.2	9.2	13.8	955	20.5	9.2	13.8	950	22.0	8.8	13.8	945	21.0	10.0	13.8	950
14	20.0	9.0	13.8	955	20.4	9.5	13.8	955	22.0	8.6	13.8	945	21.0	9.8	13.8	950
15	20.0	9.0	13.8	955	20.2	10.0	13.8	955	21.8	8.6	13.8	945	20.7	9.8	13.8	950
16	20.1	9.2	13.8	955	20.3	10.2	13.8	953	21.8	8.9	13.8	940	21.0	10.5	13.8	945
17	20.0	9.5	13.8	955	20.4	9.6	13.8	955	22.0	9.2	13.8	940	21.0	10.8	13.8	950
18	20.0	9.5	13.8	950	20.4	10.0	13.8	955	22.0	8.8	13.8	940	21.0	10.5	13.8	950
19	20.0	9.8	13.8	950	20.6	10.0	13.8	950	22.2	9.2	13.8	945	21.2	10.8	13.8	950
20	20.2	10.0	13.8	950	20.6	10.0	13.8	950	22.2	9.4	13.8	945	21.4	10.8	13.8	945
21	20.4	10.0	13.8	950	20.6	9.6	13.8	950	22.4	9.4	13.8	940	21.4	10.6	13.8	945
22	20.4	10.0	13.8	950	20.8	9.8	13.8	950	22.4	9.2	13.8	940	21.4	10.6	13.8	945
23	20.4	9.8	13.8	950	21.0	9.6	13.8	950	22.6	9.2	13.8	940	21.6	10.6	13.8	945
24	20.6	9.8	13.8	950	20.8	9.2	13.8	950	22.4	9.2	13.8	940	20.6	10.8	13.8	930
TOTAL		233.4				208.1				216.1				243.7		
AVERAGE	20.1	9.7	13.8	951	20.4	8.7	13.8	953	22.2	9.0	13.8	942	21.2	10.2	13.8	947
MAX			13.8	955			13.8	958			13.8	945			13.8	950

CGT #5				CGT #6				FREQ	GAS PRESSURE				PGN
MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	(HZ)	INCOM	PLANT INLET	LIBO	PAGAR	PGN
22.6	8.4	13.9	920	45.5	14.3	13.8	935	60.04	260	250			
22.5	8.3	13.9	918	45.6	14.2	13.8	930	60.02	260	250			
22.8	8.3	13.9	918	45.4	14.2	13.8	928	60.04	260	250			
22.7	8.3	13.9	920	45.3	14.3	13.8	920	60.02	260	250			
22.7	8.3	13.9	920	46.4	14.5	13.8	937	60.01	262	250			
22.6	8.3	13.9	920	45.8	14.3	13.8	916	60.01	262	250	268	271	275
22.8	8.3	13.9	920	46.2	14.4	13.8	919	60.00	262	250			
22.6	8.2	13.9	920	43.1	14.2	13.8	902	60.01	262	250			
22.3	7.9	13.9	920	42.5	14.2	13.8	906	60.02	261	249			
22.1	8.1	13.9	920	43.1	13.9	13.8	909	60.01	261	250	270	268	274
22.0	8.6	13.9	920	43.7	13.7	13.8	920	60.01	261	250			
21.9	8.5	13.9	920	42.8	13.8	13.8	923	60.03	262	250			
21.6	8.9	13.9	920	42.9	14.1	13.8	922	60.00	262	250			
21.6	8.9	13.9	922	43.1	14.1	13.8	927	60.01	263	250	268	267	272
21.2	8.9	13.9	922	42.9	14.4	13.8	935	60.01	262	249			
21.5	9.3	13.9	920	43.4	14.7	13.8	941	60.02	267	252			
21.4	9.3	13.9	920	43.2	14.6	13.8	934	60.02	264	250			
21.6	9.4	13.9	920	43.1	14.8	13.8	930	59.98	265	250	270	269	274
21.8	9.6	13.9	920	44.2	14.8	13.8	920	60.00	267	252			
22.0	9.7	13.9	920	43.3	14.8	13.8	916	60.01	268	253			
22.0	9.7	13.9	920	42.5	14.7	13.8	913	60.00	268	254			
22.1	9.7	13.9	920	42.5	14.7	13.8	910	60.00	268	254			
22.2	9.0	13.9	920	42.1	14.6	13.8	905	60.03	268	255			
22.3	9.0	13.9	920	42.8	14.6	13.8	905	60.04	268	255			
	210.9				344.9								
22.1	8.8	13.9	920	43.8	14.4	13.8	921	60.01	260	249	268	267	272
		13.9	922			13.8	941	60.04	268	255	270	271	275

00:00

[illegible]

WV												
AT												
	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
	17		17		17		17		17			
	10		8.8		11		11.2		8.8			
ELL	25 LBS		25 LBS		25 LBS		25 LBS		25 LBS			LBS
	80 °F		80 °F		80 °F		81 °F		81 °F			°F
E	1 PSIG		1 PSIG		1 PSIG		1 PSIG		1 PSIG			PSIG
OWN	20 °F		32 °F		16 °F		20 °F		21 °F			°F
EFORE												
	20.2		21		22.2		21.2		21.7			
	955 °F		946 °F		950 °F		957 °F		928 °F			°F
FTER												
	21		21.8		22.6		22		22.2			
	955 °F		943 °F		949 °F		956 °F		922 °F			°F
	°F		°F		°F		°F		°F			°F
GHEST	°F		°F		°F		°F		°F			°F
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS			HRS
NSUMP	DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS			DRUMS

PG & T \ PG & O - CGT PLANT

DAILY GT OPERATION RECORD

Month of August 2000

TIME	CGT # 1				CGT # 2				CGT # 3				CGT # 4			
	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP
1	20.4	9.8	13.8	950	20.6	8.0	13.8	950	22.2	9.6	13.8	940	21.2	8.8	13.8	950
2	20.4	9.8	13.8	950	20.6	8.0	13.8	950	22.2	9.6	13.8	940	21.2	9.5	13.8	950
3	20.5	9.8	13.8	950	20.6	8.0	13.8	950	22.4	9.6	13.8	940	21.4	9.5	13.8	950
4	20.6	9.8	13.8	950	20.8	8.0	13.8	950	22.6	9.5	13.8	945	21.4	9.6	13.8	950
5	20.6	9.8	13.8	950	20.8	8.0	13.8	950	22.4	9.8	13.8	945	21.2	9.6	13.8	950
6	20.5	9.7	13.8	950	20.8	8.0	13.8	950	22.4	9.5	13.8	945	21.2	9.6	13.8	950
7	20.4	9.8	13.8	950	20.8	8.2	13.8	950	22.4	9.5	13.8	945	21.2	9.8	13.8	950
8	20.5	9.8	13.8	950	20.8	8.0	13.8	950	22.4	9.5	13.8	940	21.4	9.6	13.8	950
9	20.0	9.4	13.8	950	20.2	8.0	13.8	950	21.9	9.4	13.8	945	21.0	9.5	13.8	950
10	20.0	9.8	13.8	955	20.2	8.4	13.8	955	21.6	9.6	13.8	948	20.8	10.2	13.8	950
11	20.0	9.8	13.8	952	20.2	8.8	13.8	952	21.9	9.6	13.8	945	21.0	10.2	13.8	950
12	19.8	9.6	13.8	950	20.3	8.6	13.8	950	21.9	9.8	13.8	945	20.9	10.2	13.8	950
13	19.8	9.4	13.8	950	20.2	8.2	13.8	950	21.7	9.6	13.8	947	20.9	10.0	13.8	950
14	20.4	9.2	13.8	950	20.8	8.8	13.8	950	22.6	9.4	13.8	945	21.7	9.4	13.8	945
15	20.2	9.3	13.8	950	20.6	8.6	13.8	950	22.6	9.8	13.8	945	21.7	10.0	13.8	945
16	20.2	9.6	13.8	955	20.6	8.0	13.8	955	22.2	10.0	13.8	945	21.2	10.0	13.8	950
17	20.5	9.7	13.8	955	20.6	8.8	13.8	952	22.0	9.4	13.8	945	21.0	10.2	13.8	950
18	20.5	9.8	13.8	955	20.6	8.8	13.8	955	22.0	9.7	13.8	945	21.2	10.2	13.8	950
19	20.6	9.8	13.8	955	20.6	8.8	13.8	955	22.0	9.7	13.8	945	21.2	10.2	13.8	950
20	20.7	9.8	13.8	952	20.8	8.8	13.8	955	22.2	9.8	13.8	940	21.5	10.4	13.8	950
21	20.7	9.9	13.8	950	20.8	8.8	13.8	952	22.4	9.9	13.8	940	21.6	10.4	13.8	940
22	20.6	9.9	13.8	950	20.8	9.0	13.8	950	22.5	9.9	13.8	940	21.4	10.0	13.8	940
23	20.6	9.9	13.8	950	20.8	9.0	13.8	950	22.5	9.9	13.8	940	21.4	10.0	13.8	940
24	20.6	9.9	13.8	950	20.8	9.0	13.8	950	22.5	9.9	13.8	940	21.4	10.0	13.8	940
TOTAL		223.3				202.6				232.0				236.9		
AVERAGE	20.4	9.7	13.8	951	20.6	8.4	13.8	951	22.2	9.7	13.8	943	21.3	9.9	13.8	948
MAX			13.8	955			13.8	955			13.8	948			13.8	950

CGT # 5				CGT # 6				FREQ	GAS PRESSURE				PGN
MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	(HZ)	INCOM	PLANT INLET	LIBO	PAGAR	PGN
21.8	8.0	13.8	922	46.1	15.0	13.8	937	60.02	267	252			
21.8	8.0	13.8	922	46.1	15.0	13.8	935	60.02	266	250			
21.8	8.0	13.8	922	46.0	15.0	13.8	930	60.01	266	250			
21.8	8.0	13.8	922	46.0	15.0	13.8	930	60.06	266	250			
21.8	8.5	13.8	922	46.0	15.0	13.8	932	60.06	266	250			
21.8	8.5	13.8	922	45.3	14.7	13.8	935	60.06	266	250	269	270	276
21.8	8.8	13.8	922	46.3	14.7	13.8	939	60.06	266	250			
21.6	8.4	13.8	925	46.0	14.5	13.8	937	60.00	265	250			
21.6	8.4	13.8	925	46.0	14.3	13.8	939	60.00	265	250			
22.0	8.4	13.8	925	46.0	14.2	13.8	938	60.02	265	250	270	268	274
22.2	8.2	13.8	925	46.1	14.5	13.8	938	60.03	265	250			
22.1	8.0	13.8	925	46.2	14.1	13.8	951	60.01	263	250			
22.0	7.8	13.8	925	46.4	14.0	13.8	955	60.00	262	250			
21.8	7.8	13.8	925	46.0	14.0	13.8	960	60.00	262	250	270	267	272
21.7	7.6	13.8	925	46.0	14.0	13.8	962	59.99	262	250			
21.8	7.6	13.8	925	46.0	14.1	13.8	962	60.00	260	250			
21.8	7.3	13.8	925	46.1	14.3	13.8	966	60.00	262	250			
21.9	8.5	13.8	925	46.2	14.5	13.8	961	59.98	265	252	273	270	274
22.0	8.6	13.8	925	46.0	14.7	13.8	955	59.98	265	255			
22.0	8.6	13.8	922	46.7	14.8	13.8	952	60.00	266	255			
22.0	8.6	13.8	922	46.4	14.8	13.8	952	60.00	265	253			
22.0	8.6	13.8	920	46.6	14.7	13.8	950	60.00	265	253			
22.2	8.6	13.8	920	45.7	14.6	13.8	950	60.02	265	254			
22.3	8.2	13.8	920	46.7	14.5	13.8	952	60.02	267	254			
	197.0				349.0								
21.9	8.2	13.8	923	46.1	14.5	13.8	947	60.01	260	250	269	267	272
		13.8	925			13.8	966	60.06	267	255	273	270	276

0:00

RS	23230.1		22454.1		83252.5		84023.3		74,939.4				DISTILLATE TAN		
E	19364.8		22298.4		82816.1		83797.7		74,820.6						
E	102.81		162.11		83.56		60.69		122.5						
ME	410.8		1825.8		1625.8		1247.4		2117.1				FEET	INCH	E
	27963		90334		93287		34980		165905		312698		GRAND TOTAL		RE
AY	27490		89843		92763		34478		165382		311680		MW		
	473 MW		491 MW		524 MW		502 MW		523 MW		1018 MW		3531.0		
	473 MW		491 MW		524 MW		502 MW		523 MW		1018 MW		3531.0		
	MW		MW		MW		MW		MW		MW		0.0		
	24 HRS		24 HRS		24 HRS		24 HRS		24 HRS		24 HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS				
ER															
TION	BBLS		BBLS		BBLS		BBLS		BBLS		BBLS				
	BBLS		BBLS		BBLS		BBLS		BBLS		BBLS				
ER TRIP	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES				
T															
AT															
TRIP															
T															
RIP BY									TIMES		TIMES				
AIL	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES				
ROR	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES				
OTG	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES				
	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES				
RS	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES				

SHUT DOWN												
LINE AT												
DOWN AT												
NORMAL	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FORCE	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
START UP												
UP AT												
LINE AT												
TEMP	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
RE FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
RE FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
R FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
R FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
TSHELL												
MW	17		17		17		17		17			
MVAR	11.7		8.5		12.5		11.8		7.2			
NUTSHELL	25 LBS		25 LBS		25 LBS		25 LBS		25 LBS		LBS	
B. TEMP	80 °F		80 °F		80 °F		80 °F		80 °F		°F	
NCREASE	1 PSIG		1 PSIG		1 PSIG		1 PSIG		0.5 PSIG		PSIG	
EMP DOWN	20 °F		21 °F		37 °F		10 °F		13 °F		°F	
OAD BEFORE												
MW	19.7		20.9		22		21		21.6			
H. TEMP	957 °F		948 °F		952 °F		959 °F		927 °F		°F	
OAD AFTER												
MW	20.6		21.3		22.7		21.6		22			
H. TEMP	956 °F		946 °F		951 °F		958 °F		924 °F		°F	
K ON GAS												
MW												
MVAR												
B. TEMP	°F		°F		°F		°F		°F		°F	
MP HIGHEST	°F		°F		°F		°F		°F		°F	
K TIMES												
K HOURS	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS	
L CONSUMP	DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS	

& T \ PG & O - CGT PLANT

DAILY GT OPERATION RECORD

Month of August 2000

TIME	CGT # 1				CGT # 2				CGT # 3				CGT # 4			
	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP
1	20.2	10.0	13.8	950	20.8	10.0	13.8	950	22.2	10.4	13.8	940	21.2	10.4	13.8	945
2	20.2	10.0	13.8	950	20.8	10.0	13.8	950	22.2	10.4	13.8	940	21.2	10.4	13.8	945
3	20.2	10.0	13.8	950	20.8	10.0	13.8	950	22.3	10.3	13.8	940	21.4	10.4	13.8	945
4	20.3	10.0	13.8	950	20.8	10.0	13.8	950	22.3	10.3	13.8	940	21.4	10.4	13.8	945
5	20.4	10.0	13.8	950	20.8	10.0	13.8	950	22.4	10.2	13.8	940	21.4	10.3	13.8	945
6	20.5	10.0	13.8	950	20.8	10.0	13.8	950	22.5	10.2	13.8	940	21.4	10.3	13.8	945
7	20.6	10.4	13.8	950	20.8	9.6	13.8	950	22.5	10.4	13.8	940	21.5	10.6	13.8	945
8	20.4	10.4	13.8	950	20.4	10.0	13.8	955	22.2	10.4	13.8	940	21.2	10.7	13.8	945
9	20.5	10.4	13.8	952	20.0	10.0	13.8	955	21.6	10.3	13.8	948	20.6	11.0	13.8	950
10	19.4	10.2	13.8	952	20.0	10.2	13.8	955	21.4	10.6	13.8	950	20.4	11.0	13.8	950
11	19.4	10.2	13.8	952	19.8	10.2	13.8	955	21.2	10.4	13.8	950	20.3	11.0	13.8	950
12	19.2	10.0	13.8	955	19.8	10.6	13.8	958	21.0	10.4	13.8	950	20.0	11.0	13.8	955
13	19.2	10.0	13.8	955	19.8	10.6	13.8	955	21.0	10.6	13.8	950	20.0	11.0	13.8	955
14	18.8	9.8	13.8	945	19.3	10.4	13.8	960	21.6	10.8	13.8	915	20.0	11.0	13.8	955
15	19.4	9.6	13.8	950	19.9	10.2	13.8	960	20.0	10.6	13.8	910	20.4	10.8	13.8	952
16	19.4	9.8	13.8	950	20.0	10.0	13.8	960	20.3	10.7	13.8	910	20.6	10.8	13.8	952
17	19.8	9.8	13.8	952	20.2	9.8	13.8	958	20.7	10.7	13.8	920	20.8	10.8	13.8	952
18	20.2	9.8	13.8	950	20.2	10.0	13.8	955	21.2	10.8	13.8	920	21.0	10.6	13.8	945
19	20.2	9.8	13.8	950	20.2	10.0	13.8	955	21.2	10.8	13.8	920	21.0	10.6	13.8	945
20	20.4	9.6	13.8	950	20.4	9.8	13.8	955	21.5	10.7	13.8	940	21.2	10.6	13.8	945
21	20.5	9.6	13.8	950	20.6	10.0	13.8	955	22.0	10.4	13.8	945	21.2	10.8	13.8	945
22	20.5	9.7	13.8	950	20.6	10.2	13.8	955	22.1	10.4	13.8	945	21.2	10.8	13.8	945
23	20.4	9.7	13.8	950	20.8	10.2	13.8	955	22.0	10.0	13.8	935	21.2	10.0	13.8	945
24	20.5	9.7	13.8	950	20.8	10.2	13.8	955	22.0	10.0	13.8	940	21.2	10.0	13.8	945
TOTAL		238.5				242.0				250.8				255.3		
AVERAGE	20.0	9.9	13.8	951	20.4	10.1	13.8	954	21.6	10.5	13.8	936	20.9	10.6	13.8	948
MAX			13.8	955			13.8	960			13.8	950			13.8	955

CGT #5				CGT #6				FREQ	GAS PRESSURE				
MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	(HZ)	INCOM	PLANT INLET	LIBO	PAGAR	PGN
22.5	9.0	13.9	920	43.0	15.1	13.8	901	60.01	265	251			
22.5	9.0	13.9	920	43.2	15.1	13.8	900	60.01	265	251			
22.5	9.0	13.9	920	43.2	15.2	13.8	895	60.01	265	251			
22.5	9.0	13.9	920	42.5	15.2	13.8	895	60.01	265	251			
22.5	9.0	13.9	920	42.4	15.3	13.8	892	60.01	265	250			
22.5	9.0	13.9	920	42.7	15.3	13.8	891	60.01	265	250	272	269	277
22.3	9.0	13.9	920	43.3	15.4	13.8	895	60.02	265	250			
22.0	9.0	13.9	920	43.0	15.4	13.8	913	59.98	265	250			
21.8	9.0	13.9	920	43.6	15.4	13.8	915	60.00	265	250			
21.6	9.4	13.9	920	43.5	15.7	13.8	920	60.02	264	250	274	270	275
21.6	9.5	13.9	920	42.8	15.8	13.8	922	60.01	264	225			
21.6	9.3	13.9	920	43.2	15.8	13.8	920	60.01	265	250			
21.4	9.3	13.9	920	43.2	15.8	13.8	916	60.01	265	250			
21.4	9.3	13.9	920	43.5	15.8	13.8	918	59.99	265	250	274	271	275
21.2	9.3	13.9	925	43.5	15.9	13.8	923	59.99	265	250			
21.1	9.6	13.9	925	43.9	16.0	13.8	932	59.97	262	248			
21.2	9.6	13.9	925	43.5	15.8	13.8	930	60.01	262	248			
21.4	9.9	13.9	925	43.6	16.0	13.8	928	60.06	265	250	272	270	275
22.0	9.8	13.9	920	43.8	16.1	13.8	909	60.02	267	251			
21.8	9.7	13.9	920	43.3	15.9	13.8	910	60.01	267	252			
21.8	9.7	13.9	920	43.1	15.8	13.8	911	60.01	267	252			
22.0	9.6	13.9	920	43.6	15.9	13.8	912	60.02	267	253			
22.1	9.2	13.9	920	43.6	15.7	13.8	910	60.04	267	252			
22.1	9.2	13.9	920	43.6	15.7	13.8	910	60.04	267	252			
	223.4				375.1								
21.9	9.3	13.9	921	43.3	15.6	13.8	911	60.01	262	225	272	269	275
		13.9	925			13.8	932	60.06	267	253	274	271	277

[illegible]

DOWN											
E AT											
WN AT											
AL	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
E	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
RT UP											
P AT											
E AT											
PT	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
ELL											
	17		17		17		17		17		
R	9.3		9		9		9.8		8		
TSHELL	25 LBS		25 LBS		25 LBS		25 LBS		25 LBS		LBS
EMP	75 °F		74 °F		76 °F		77 °F		77 °F		°F
EASE	2 PSIG		3 PSIG		1 PSIG		1 PSIG		2 PSIG		PSIG
DOWN	33 °F		46 °F		18 °F		15 °F		27 °F		°F
BEFORE											
	19.6		19.7		22.1		21.4		21.3		
EMP	957 °F		955 °F		950 °F		956 °F		929 °F		°F
AFTER											
	20.7		21.4		22.6		21.8		22.3		
EMP	953 °F		946 °F		948 °F		954 °F		924 °F		°F
GAS											
R											
EMP	°F		°F		°F		°F		°F		°F
HIGHEST	°F		°F		°F		°F		°F		°F
MES											
HOURS	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS
CONSUMP	DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS

& T \ PG & O - CGT PLANT

LY GT OPERATION RECORD

th of August 2000

TIME	CGT # 1				CGT # 2				CGT # 3				CGT # 4			
	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP
1	20.4	9.6	13.8	948	20.8	9.4	13.8	950	21.8	10.2	13.8	925	21.0	10.4	13.8	935
2	20.4	9.6	13.8	948	20.8	9.4	13.8	950	21.8	10.2	13.8	925	21.0	10.3	13.8	935
3	20.8	9.4	13.8	950	20.8	9.4	13.8	950	22.5	10.2	13.8	950	21.6	10.5	13.8	945
4	20.6	9.5	13.8	950	20.8	9.6	13.8	950	22.5	10.3	13.8	950	21.4	10.5	13.8	945
5	20.6	9.5	13.8	950	20.6	9.8	13.8	950	22.2	10.5	13.8	950	21.2	10.7	13.8	945
6	20.7	9.5	13.8	950	20.6	9.8	13.8	950	22.2	10.5	13.8	950	21.2	10.7	13.8	945
7	20.4	9.5	13.8	950	20.8	9.6	13.8	950	22.4	10.0	13.8	940	21.4	10.0	13.8	945
8	20.5	9.8	13.8	950	20.6	9.6	13.8	950	22.2	10.0	13.8	940	21.2	10.0	13.8	950
9	20.4	9.4	13.8	950	20.5	9.6	13.8	950	21.8	10.0	13.8	945	21.0	10.2	13.8	950
10	20.4	9.7	13.8	950	20.6	9.8	13.8	950	22.0	9.8	13.8	945	21.0	10.2	13.8	945
11	19.6	9.8	13.8	955	20.2	9.8	13.8	950	21.2	10.2	13.8	945	20.4	10.4	13.8	945
12	19.8	9.4	13.8	955	20.4	9.8	13.8	950	21.8	10.6	13.8	945	20.6	10.2	13.8	950
13	19.8	10.0	13.8	952	20.2	10.2	13.8	955	21.4	10.4	13.8	950	20.4	10.4	13.8	955
14	19.6	9.5	13.8	950	20.6	9.8	13.8	952	21.8	10.8	13.8	945	20.7	10.4	13.8	950
15	19.6	9.8	13.8	950	20.0	9.5	13.8	950	21.0	10.6	13.8	945	20.2	10.4	13.8	950
16	19.4	9.8	13.8	950	20.0	9.8	13.8	950	21.0	10.6	13.8	945	20.2	10.6	13.8	950
17	19.4	9.8	13.8	950	20.0	10.0	13.8	950	21.0	10.6	13.8	945	20.0	10.8	13.8	950
18	19.8	9.8	13.8	950	20.2	10.0	13.8	950	21.5	10.8	13.8	945	20.6	10.8	13.8	952
19	20.0	9.8	13.8	950	20.6	10.0	13.8	950	21.5	10.8	13.8	945	20.5	10.8	13.8	950
20	19.9	9.9	13.8	950	20.6	10.2	13.8	952	21.8	10.6	13.8	945	21.0	10.6	13.8	950
21	20.0	9.9	13.8	950	20.6	10.3	13.8	952	21.9	10.5	13.8	945	21.0	10.6	13.8	950
22	20.2	9.8	13.8	950	20.8	10.6	13.8	952	21.9	10.4	13.8	945	21.0	10.5	13.8	950
23	20.3	9.6	13.8	950	21.0	9.4	13.8	952	22.0	10.4	13.8	945	21.3	10.4	13.8	950
24	20.4	9.8	13.8	948	21.1	10.1	13.8	950	22.4	10.2	13.8	940	21.4	10.4	13.8	950
TOTAL		232.2				235.5				249.2				250.8		
AVERAG	20.1	9.7	13.8	950	20.6	9.8	13.8	951	21.8	10.4	13.8	944	20.9	10.5	13.8	948
MAX			13.8	955			13.8	955			13.8	950			13.8	955

CGT # 5				CGT # 6				FREQ	GAS PRESSURE				
MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	(HZ)	INCOM	PLANT INLET	LIBO	PAGAR	PGN
22.2	9.0	13.9	920	42.7	15.6	13.8	900	60.04	268	252			
22.2	9.0	13.9	920	43.2	15.6	13.8	898	60.04	268	252			
22.4	9.0	13.9	920	43.0	15.6	13.8	897	60.02	268	252			
22.4	9.0	13.9	920	42.7	15.6	13.8	899	60.04	268	252			
22.4	9.0	13.9	920	42.4	15.5	13.8	900	60.03	267	251			
22.4	9.0	13.9	920	42.0	15.5	13.8	900	60.00	267	251	276	273	278
22.3	9.4	13.9	920	43.3	15.6	13.8	891	60.03	265	250			
22.1	9.5	13.9	920	43.3	15.7	13.8	908	60.02	265	251			
21.8	9.2	13.9	920	43.1	15.8	13.8	913	60.00	263	250			
21.5	9.4	13.9	922	43.0	15.9	13.8	923	59.97	262	248	270	268	275
21.0	9.6	13.9	922	43.0	16.0	13.8	925	59.96	260	248			
21.0	9.5	13.9	925	43.2	16.0	13.8	932	60.00	262	250			
21.0	9.7	13.9	925	43.3	16.1	13.8	933	60.00	263	250			
20.2	10.0	13.9	925	43.8	16.3	13.8	940	59.95	267	252	273	271	274
20.0	9.6	13.9	900	42.8	16.0	13.8	929	60.01	265	250			
20.0	9.9	13.9	900	43.1	16.1	13.8	932	60.00	266	250			
20.5	10.0	13.9	905	42.6	16.1	13.8	917	59.97	265	250			
21.0	10.0	13.9	905	42.9	15.9	13.8	934	60.00	265	250	272	270	275
21.0	10.0	13.9	910	43.1	15.9	13.8	928	60.00	265	250			
21.4	9.8	13.9	915	43.4	16.0	13.8	917	59.98	265	250			
21.8	10.0	13.9	920	43.6	16.1	13.8	910	59.96	267	252			
22.0	10.0	13.9	920	43.4	16.1	13.8	912	59.95	267	253			
22.0	9.7	13.9	920	43.4	15.9	13.8	897	60.00	267	253			
22.0	9.7	13.9	920	43.3	16.0	13.8	902	60.00	267	253			
	229.0				380.9								
21.5	9.5	13.9	917	43.1	15.9	13.8	914	60.00	260	248	270	268	274
		13.9	925			13.8	940	60.04	268	253	276	273	278

0:00

[illegible]

TB. SHUT DOWN												
OFF LINE AT												
SHUT DOWN AT												
NORMAL	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FORCE	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
TB. START UP												
STAR UP AT												
ON LINE AT												
ATTEMPT	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FAIL BEFORE FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FAIL BEFORE FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FAIL AFTER FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FAIL AFTER FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
NUTSHELL												
MW												
MVAR												
TOTAL NUTSHELL	LBS		LBS		LBS		LBS		LBS		LBS	
AMB. TEMP	° F		° F		° F		° F		° F		° F	
PCD INCREASE	PSIG		PSIG		PSIG		PSIG		PSIG		PSIG	
EXH. TEMP. DOWN	° F		° F		° F		° F		° F		° F	
MAX. LOAD BEFORE												
MW												
EXH. TEMP	° F		° F		° F		° F		° F		° F	
MAX. LOAD AFTER												
MW												
EXH. TEMP	° F		° F		° F		° F		° F		° F	
PEAK ON GAS												
MW												
MVAR												
AMB. TEMP	° F		° F		° F		° F		° F		° F	
EXH TEMP HIGHEST	° F		° F		° F		° F		° F		° F	
PEAK TIMES												
PEAK HOURS	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS	
LUBE OIL CONSUMP.	DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS	

G & T \ PG & O - CGT PLANT

DAILY GT OPERATION RECORD

Month of August 2000

TIME	CGT # 1				CGT # 2				CGT # 3				CGT # 4			
	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP
1	20.6	9.6	13.8	950	20.8	9.0	13.8	950	22.4	9.4	13.8	940	21.4	10.6	13.8	940
2	20.6	9.6	13.8	950	20.8	9.0	13.8	950	22.4	9.4	13.8	940	21.4	10.6	13.8	940
3	20.6	9.8	13.8	950	20.8	9.6	13.8	950	22.6	9.4	13.8	940	21.4	10.2	13.8	940
4	20.6	9.8	13.8	945	20.8	9.6	13.9	950	22.6	9.4	13.8	935	21.4	10.8	13.8	940
5	20.6	9.8	13.8	945	20.8	9.6	13.9	950	22.6	9.4	13.8	935	21.4	10.8	13.8	940
6	20.6	9.8	13.8	945	20.8	9.6	13.9	950	22.6	9.4	13.8	935	21.4	10.8	13.8	940
7	20.4	10.0	13.8	950	20.6	8.8	13.8	950	22.0	9.2	13.8	945	21.2	10.4	13.8	945
8	20.4	10.0	13.8	950	20.4	9.2	13.8	950	22.0	9.0	13.8	945	21.2	10.4	13.8	945
9	20.0	9.4	13.8	950	20.1	9.0	13.8	952	21.7	9.0	13.8	945	20.9	10.2	13.8	950
10	19.4	9.8	13.8	950	19.9	9.4	13.8	952	21.3	9.0	13.8	945	20.2	10.2	13.8	950
11	19.4	9.8	13.8	950	19.8	9.6	13.8	952	21.4	9.2	13.8	945	20.4	10.4	13.8	952
12	19.3	9.5	13.8	950	19.8	9.7	13.8	958	21.3	9.1	13.8	948	20.4	10.1	13.8	950
13	19.0	9.8	13.8	952	19.6	9.8	13.8	955	21.0	9.5	13.8	948	20.1	10.6	13.8	950
14	19.0	9.8	13.8	950	19.0	9.5	13.8	940	19.0	9.6	13.8	900	19.0	10.6	13.8	925
15	19.0	9.6	13.8	950	19.5	9.7	13.8	955	21.0	9.4	13.8	945	20.1	10.6	13.8	952
16	19.4	9.8	13.8	955	19.7	9.5	13.8	952	21.0	9.4	13.8	945	20.1	10.6	13.8	950
17	19.4	9.8	13.8	955	19.8	9.6	13.8	955	21.2	9.4	13.8	948	20.2	11.2	13.8	952
18	19.6	10.0	13.8	950	19.8	10.1	13.8	955	21.4	9.6	13.8	950	20.6	11.0	13.8	955
19	20.6	10.0	13.8	950	20.5	9.8	13.8	952	22.0	9.6	13.8	940	20.7	11.0	13.8	935
20	20.8	10.0	13.8	950	20.8	9.2	13.8	950	22.2	9.6	13.8	930	20.8	11.0	13.8	930
21	20.6	10.0	13.8	940	20.6	9.2	13.8	940	22.0	9.6	13.8	920	20.6	11.0	13.8	922
22	20.4	10.0	13.8	935	20.4	9.2	13.8	935	21.8	9.6	13.8	915	20.4	11.0	13.8	918
23	20.2	9.8	13.8	935	20.6	9.4	13.8	935	21.8	9.2	13.8	915	20.7	10.8	13.8	918
24	20.2	9.8	13.8	935	20.6	9.2	13.8	935	21.8	8.6	13.8	915	20.6	10.6	13.8	918
TOTAL		235.3				226.3				224.0				255.5		
AVERAGE	20.0	9.8	13.8	948	20.3	9.4	13.8	949	21.7	9.3	13.8	936	20.7	10.6	13.8	940
MAX			13.8	955			13.9	958			13.8	950			13.8	955

CGT # 5				CGT # 6				FREQ	GAS PRESSURE				
MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	(HZ)	INCOM	PLANT INLET	LIBO	PAGAR	PGN
20.7	9.3	13.9	885	43.8	15.7	13.8	903	60.01	269	255			
20.6	9.2	13.9	885	42.7	15.6	13.8	900	60.00	269	255			
22.4	9.2	13.9	920	43.3	15.5	13.8	907	60.00	267	255			
22.4	9.0	13.9	920	43.5	15.5	13.8	907	60.00	267	255			
22.2	9.5	13.9	920	43.5	15.7	13.8	906	60.00	267	252			
22.2	9.5	13.9	920	43.2	15.3	13.8	902	60.00	265	252	270	270	277
22.2	9.5	13.9	920	43.0	15.7	13.8	899	60.00	265	250			
22.2	9.5	13.9	920	42.8	15.7	13.8	898	60.02	267	253			
22.0	9.5	13.9	920	41.4	15.9	13.8	907	60.02	266	253			
21.8	9.5	13.9	922	43.4	15.8	13.8	919	59.97	265	253	270	268	272
21.3	9.8	13.9	925	42.9	16.2	13.8	922	59.98	265	252			
21.5	9.8	13.9	922	42.7	16.1	13.8	920	60.00	264	250			
21.3	9.3	13.9	925	42.4	15.8	13.8	934	60.00	264	250			
21.6	9.3	13.9	925	43.0	15.3	13.8	925	60.00	264	250	269	267	272
21.0	9.0	13.9	928	42.4	15.3	13.8	915	60.03	265	250			
21.0	9.0	13.9	928	41.5	15.2	13.8	909	59.98	266	252			
21.0	9.2	13.9	928	47.8	15.3	13.8	986	59.98	263	250			
21.5	9.3	13.9	925	47.3	15.4	13.8	971	60.01	265	251	269	268	271
21.6	9.5	13.9	925	47.2	15.3	13.8	956	60.00	266	252			
21.9	9.3	13.9	925	43.0	15.2	13.8	907	60.02	267	253			
22.0	9.1	13.9	925	42.0	15.1	13.8	909	60.02	268	254			
21.8	8.6	13.9	925	43.0	14.5	13.8	906	60.01	267	253			
21.9	8.6	13.9	920	43.1	14.6	13.8	902	60.04	266	252			
22.0	9.8	13.9	918	43.2	15.0	13.8	902	60.01	264	250			
	223.3				370.7								
21.7	9.3	13.9	920	43.4	15.4	13.8	917	60.00	263	250	269	267	271
		13.9	928			13.8	986	60.04	269	255	270	270	277

0:00

RS	23158.3		22382.4		83180.7		83951.4		74867.5			
IE	19293.1		22226.7		82744.3		83725.8		74748.7			
E	102.81		163.11		83.56		60.69		122.5			
ME	410.8		1825.6		1625.8		1247.4		2117.1			
	26552		88871		91722		33483		164351		309580	
DAY	26075		88429		91189		32973		163833		308491	
	477 MW		442 MW		533 MW		510 MW		518 MW		1089 MW	
	477 MW		442 MW		533 MW		510 MW		518 MW		1089 MW	
	MW		MW		MW		MW		MW		MW	
	24 HRS		24 HRS		24 HRS		24 HRS		24 HRS		24 HRS	
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS	
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS	
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS	
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS	
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS	
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS	
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS	
	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS	
ER												
PTION	BBLS		BBLS		BBLS		BBLS		BBLS		BBLS	
	BBLS		BBLS		BBLS		BBLS		BBLS		BBLS	
ER TRIP	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
T												
AT												
TRIP												
T												
RIP BY												
AIL	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
RROR	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
OTG	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
RS	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	

DISTILLATE TANK

FEET INCH BA

GRAND TOTAL RECO

MW

3569.0

3569.0

0.0

R

TB. SHUT DOWN												
OFF LINE AT												
SHUT DOWN AT												
NORMAL	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FORCE	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
TB. START UP												
STAR UP AT												
ON LINE AT												
ATTEMPT	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FAIL BEFORE FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FAIL BEFORE FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FAIL AFTER FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
FAIL AFTER FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES	
NUTSHELL												
MW												
MVAR												
TOTAL NUTSHELL	LBS		LBS		LBS		LBS		LBS		LBS	
AMB. TEMP	° F		° F		° F		° F		° F		° F	
PCD INCREASE	PSIG		PSIG		PSIG		PSIG		PSIG		PSIG	
EXH. TEMP DOWN	° F		° F		° F		° F		° F		° F	
MAX. LOAD BEFORE												
MW												
EXH. TEMP	° F		° F		° F		° F		° F		° F	
MAX. LOAD AFTER												
MW												
EXH. TEMP	° F		° F		° F		° F		° F		° F	
PEAK ON GAS												
MW												
MVAR												
AMB. TEMP	° F		° F		° F		° F		° F		° F	
EXH TEMP HIGHEST	° F		° F		° F		° F		° F		° F	
PEAK TIMES												
PEAK HOURS	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS	
LUBE OIL CONSUMP.	DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS	

G & T \ PG & O - CGT PLANT

DAILY GT OPERATION RECORD

Month of August 2000

TIME	CGT # 1				CGT # 2				CGT # 3				CGT # 4			
	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP
1	20.8	9.9	13.8	950	21.0	9.0	13.8	950	22.5	10.2	13.8	940	21.8	10.0	13.8	945
2	20.8	9.9	13.8	950	21.0	9.0	13.8	950	22.5	10.2	13.8	940	21.8	10.0	13.8	945
3	20.8	9.9	13.8	950	21.0	9.0	13.8	950	22.5	10.2	13.8	940	21.8	10.0	13.8	945
4	20.7	10.0	13.8	950	21.0	9.0	13.8	950	22.5	10.2	13.8	940	21.8	10.0	13.8	945
5	20.7	10.0	13.8	950	21.0	9.0	13.8	950	22.5	10.0	13.8	940	21.8	9.8	13.8	945
6	20.7	10.0	13.8	950	21.0	9.0	13.8	950	22.5	10.0	13.8	940	21.8	9.8	13.8	945
7	20.4	10.2	13.8	950	21.0	9.0	13.8	950	22.6	10.0	13.8	940	21.6	10.3	13.8	945
8	20.0	10.0	13.8	950	20.2	9.2	13.8	950	21.8	9.8	13.8	940	21.0	10.4	13.8	945
9	19.9	10.0	13.8	950	20.2	9.2	13.8	950	21.6	10.0	13.8	945	20.8	10.4	13.8	950
10	19.6	10.4	13.8	955	20.1	9.3	13.8	955	21.5	10.2	13.8	945	20.6	10.6	13.8	952
11	19.6	10.4	13.8	955	20.1	9.6	13.8	955	21.5	10.2	13.8	948	20.6	10.8	13.8	952
12	19.6	10.4	13.8	955	20.0	9.3	13.8	955	21.6	10.4	13.8	950	20.6	10.6	13.8	950
13	19.6	10.2	13.8	955	20.0	9.3	13.8	955	21.6	10.4	13.8	950	20.6	10.6	13.8	950
14	19.6	10.4	13.8	955	19.8	9.4	13.8	955	21.5	10.4	13.8	950	20.5	10.6	13.8	950
15	19.6	10.4	13.8	955	19.6	9.4	13.8	958	21.3	10.7	13.8	950	20.3	10.7	13.8	953
16	19.4	10.3	13.8	955	19.6	9.6	13.8	958	21.2	10.8	13.8	950	20.2	10.8	13.8	953
17	19.4	10.0	13.8	955	19.8	9.6	13.8	958	21.3	10.7	13.8	950	20.4	10.6	13.8	953
18	19.4	10.4	13.8	955	19.6	10.2	13.8	958	21.4	10.7	13.8	950	20.4	10.8	13.8	953
19	19.8	10.4	13.8	955	20.0	10.2	13.8	955	21.8	10.6	13.8	948	20.8	10.8	13.8	955
20	19.8	10.3	13.8	955	20.0	10.0	13.8	955	21.8	10.5	13.8	948	20.9	10.6	13.8	950
21	19.8	10.4	13.8	955	20.0	10.0	13.8	955	21.8	10.5	13.8	948	20.9	10.6	13.8	950
22	20.2	10.4	13.8	955	20.2	10.2	13.8	955	22.0	10.5	13.8	948	21.2	10.6	13.8	950
23	20.2	10.0	13.8	950	20.4	10.0	13.8	950	22.2	10.5	13.8	940	21.0	10.8	13.8	950
24	20.2	10.0	13.8	950	20.4	10.0	13.8	950	22.2	10.5	13.8	940	21.0	10.8	13.8	950
TOTAL		244.3				227.5				248.2				251.0		
AVERAGE	20.0	10.2	13.8	953	20.3	9.5	13.8	953	21.9	10.3	13.8	945	21.0	10.5	13.8	949
MAX			13.8	955			13.8	958			13.8	950			13.8	955

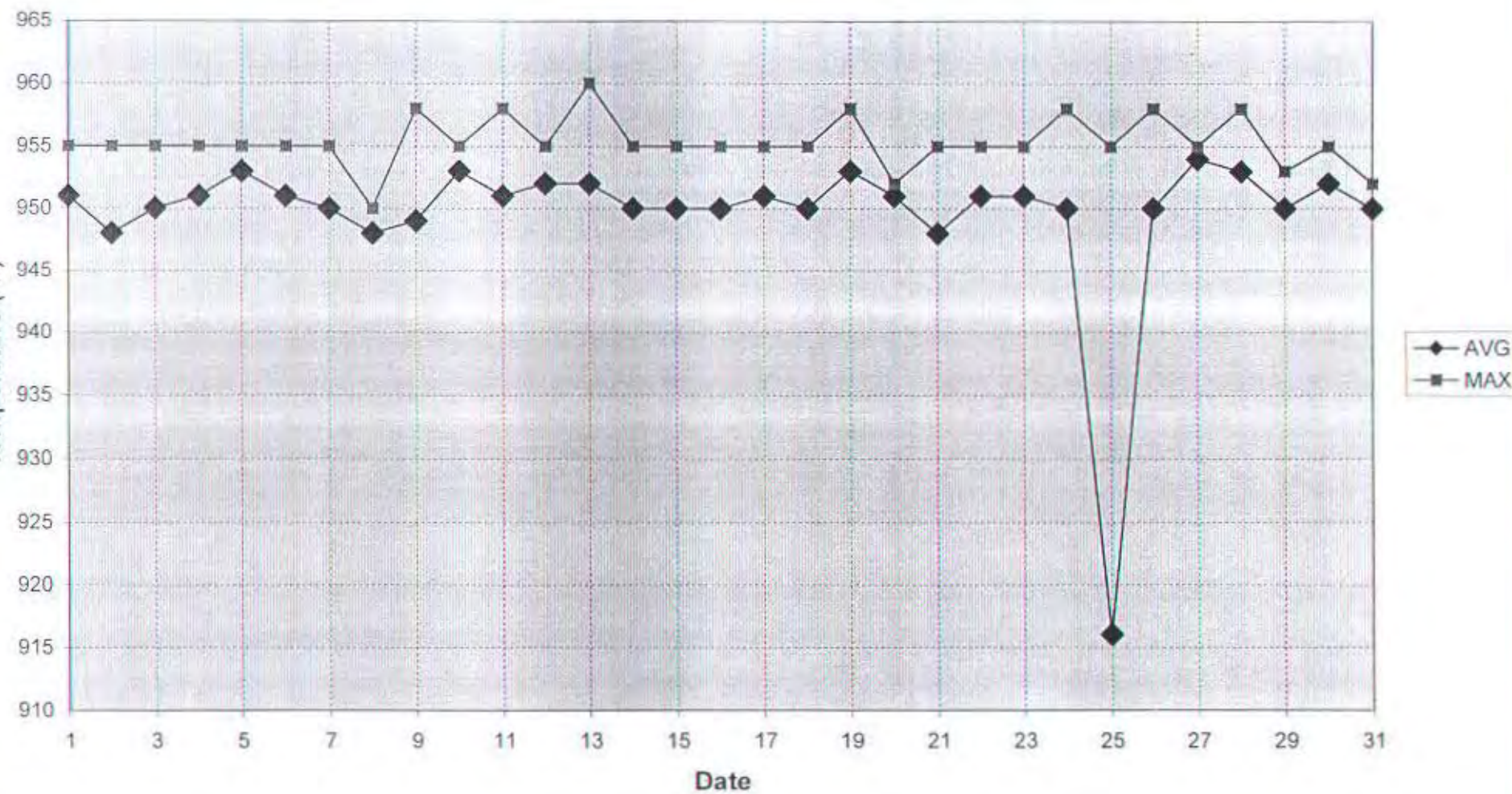
CGT # 5				CGT # 6				FREQ	GAS PRESSURE				
MW	MVAR	KV	EXH TEMP	MW	MVAR	KV	EXH TEMP	(HZ)	INCOM	PLANT INLET	LIBO	PAGAR	PGN
22.5	8.6	13.9	920	43.5	14.5	13.8	910	60.04	266	252			
22.5	8.6	13.9	920	43.5	14.5	13.8	885	60.04	266	252			
22.6	8.7	13.9	920	44.0	14.5	13.8	885	60.04	268	252			
22.6	8.7	13.9	920	43.2	14.3	13.8	885	60.04	268	252			
22.6	8.8	13.9	920	42.5	14.2	13.8	885	60.02	267	250			
22.6	8.8	13.9	920	42.1	14.2	13.8	887	60.02	267	250	275	273	276
22.6	8.8	13.9	920	40.7	14.2	13.8	875	60.00	266	252			
22.3	8.4	13.9	920	42.1	14.2	13.8	892	60.02	265	251			
22.0	8.4	13.9	920	42.6	14.3	13.8	915	60.02	264	251			
21.9	8.9	13.9	925	42.8	14.4	13.8	919	60.02	264	251	270	268	273
22.0	8.9	13.9	925	43.4	14.5	13.8	926	60.02	262	250			
21.7	9.0	13.9	920	43.7	14.5	13.8	921	60.04	260	248			
21.7	8.2	13.9	922	43.6	14.0	13.8	917	60.01	258	246			
22.4	8.2	13.9	920	42.6	13.9	13.8	902	60.02	262	250	270	268	276
22.3	8.0	13.9	920	43.2	14.0	13.8	910	60.01	262	250			
22.2	8.2	13.9	920	43.2	14.0	13.8	909	60.00	265	252			
21.8	8.2	13.9	922	42.9	14.0	13.8	911	60.02	264	252			
21.8	8.0	13.9	920	43.5	14.0	13.8	905	60.01	265	252	270	269	275
21.8	8.0	13.9	920	43.5	14.0	13.8	905	60.01	25	253			
22.0	8.0	13.9	920	43.5	14.0	13.8	906	60.01	267	255			
22.1	8.1	13.9	920	43.3	14.1	13.8	906	60.02	267	255			
22.3	8.2	13.9	920	43.1	14.1	13.8	896	60.03	267	255			
22.3	8.2	13.9	920	42.7	14.1	13.8	895	60.03	267	255			
22.3	8.2	13.9	920	42.7	14.1	13.8	895	60.03	267	255			
	202.1				340.6								
22.2	8.4	13.9	921	43.0	14.2	13.8	902	60.02	25	246	270	268	273
		13.9	925			13.8	926	60.04	268	255	275	273	276

00:00

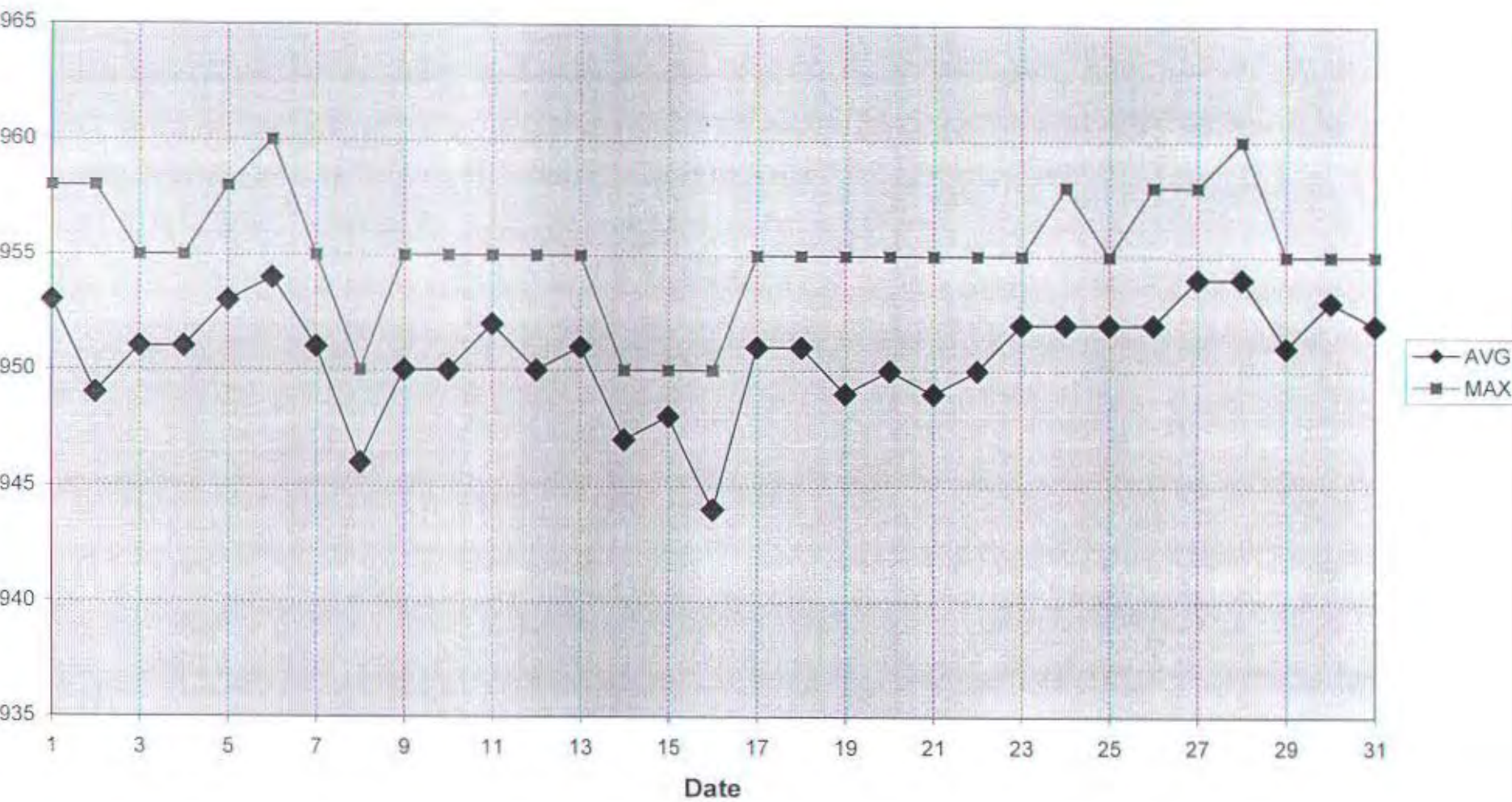
[illegible]

TB. SHUT DOWN											
OFF LINE AT											
SHUT DOWN AT											
NORMAL	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
FORCE	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
TB. START UP											
STAR UP AT											
ON LINE AT											
ATTEMPT	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
IL BEFORE FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
IL BEFORE FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
AILA FTER FLAME MAN	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
AILA FTER FLAME AUTO	TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES		TIMES
NUTSHELL											
MW											
MVAR											
TOTAL NUTSHELL	LBS		LBS		LBS		LBS		LBS		LBS
AMB. TEMP	° F		° F		° F		° F		° F		° F
PCD INCREASE	PSIG		PSIG		PSIG		PSIG		PSIG		PSIG
EXH. TEMP DOWN	° F		° F		° F		° F		° F		° F
MAX. LOAD BEFORE											
MW											
EXH. TEMP	° F		° F		° F		° F		° F		° F
MAX. LOAD AFTER											
MW											
EXH. TEMP	° F		° F		° F		° F		° F		° F
PEAK ON GAS											
MW											
MVAR											
AMB. TEMP	° F		° F		° F		° F		° F		° F
EXH TEMP HIGHEST	° F		° F		° F		° F		° F		° F
PEAK TIMES											
PEAK HOURS	HRS		HRS		HRS		HRS		HRS		HRS
LUBE OIL CONSUMP.	DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS		DRUMS

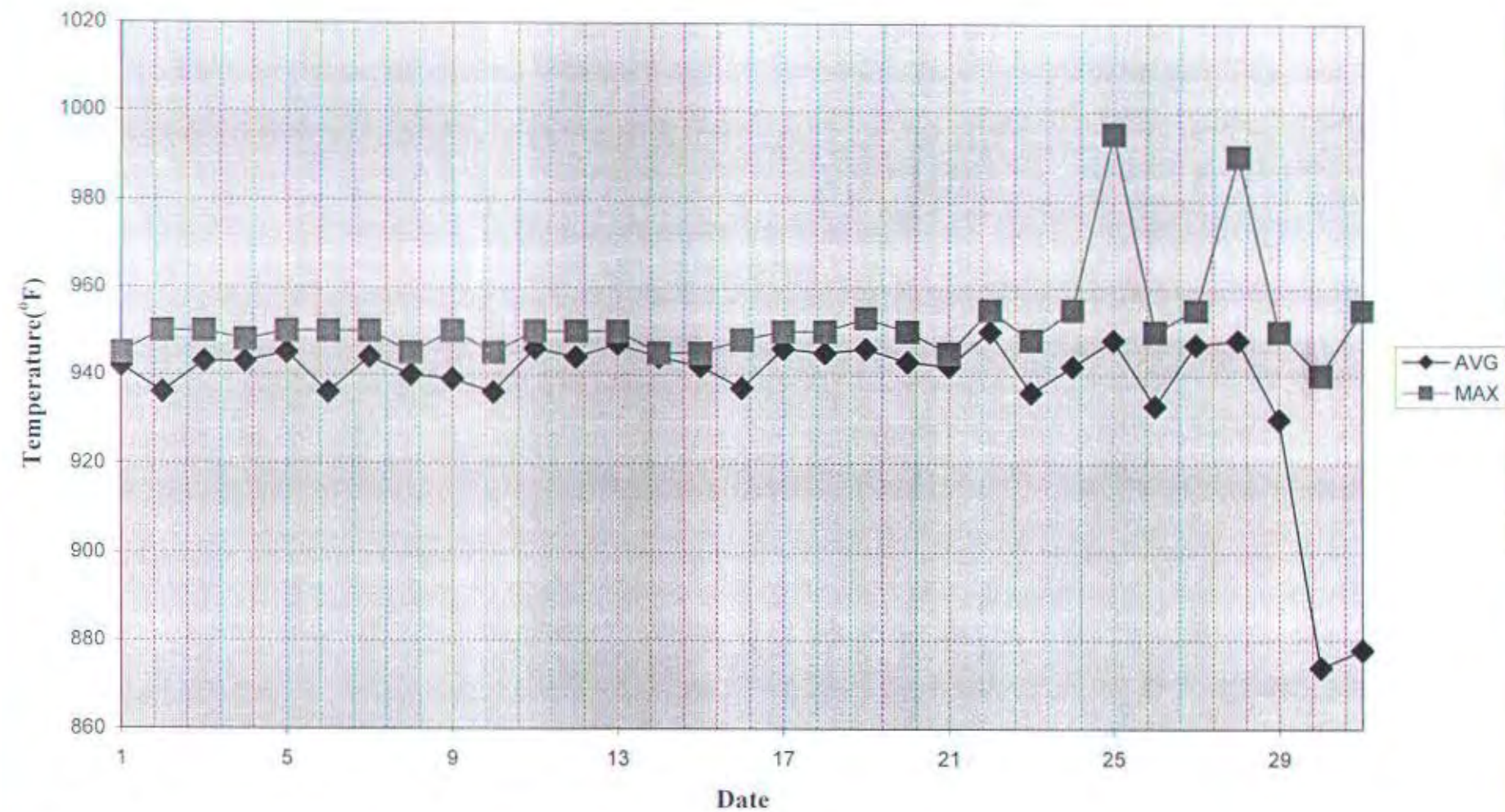
CGT # 1 Exhaust Temp. Curve
Aug-2000



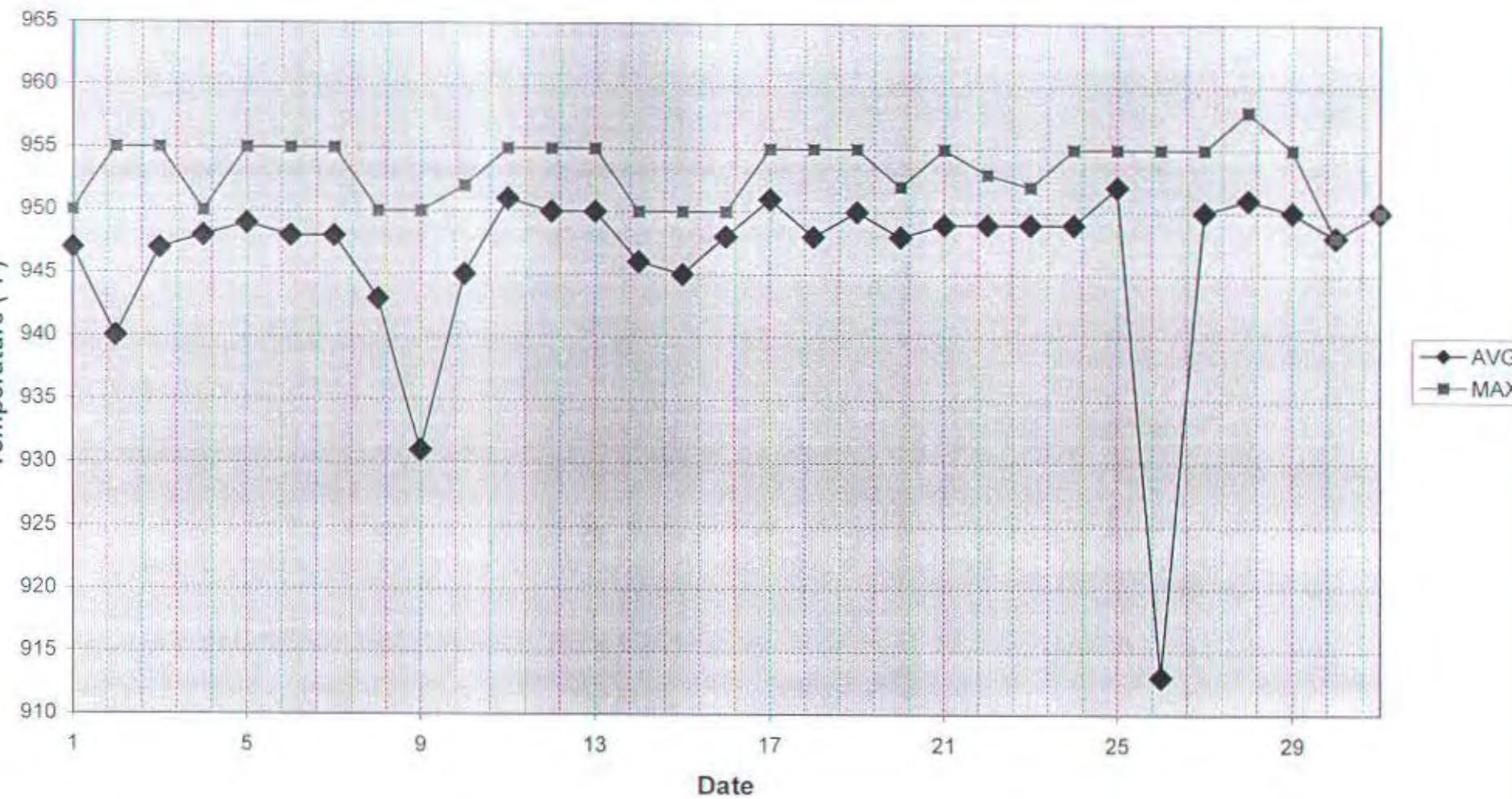
CGT # 2 Exhaust Temp. Curve
Aug-2000



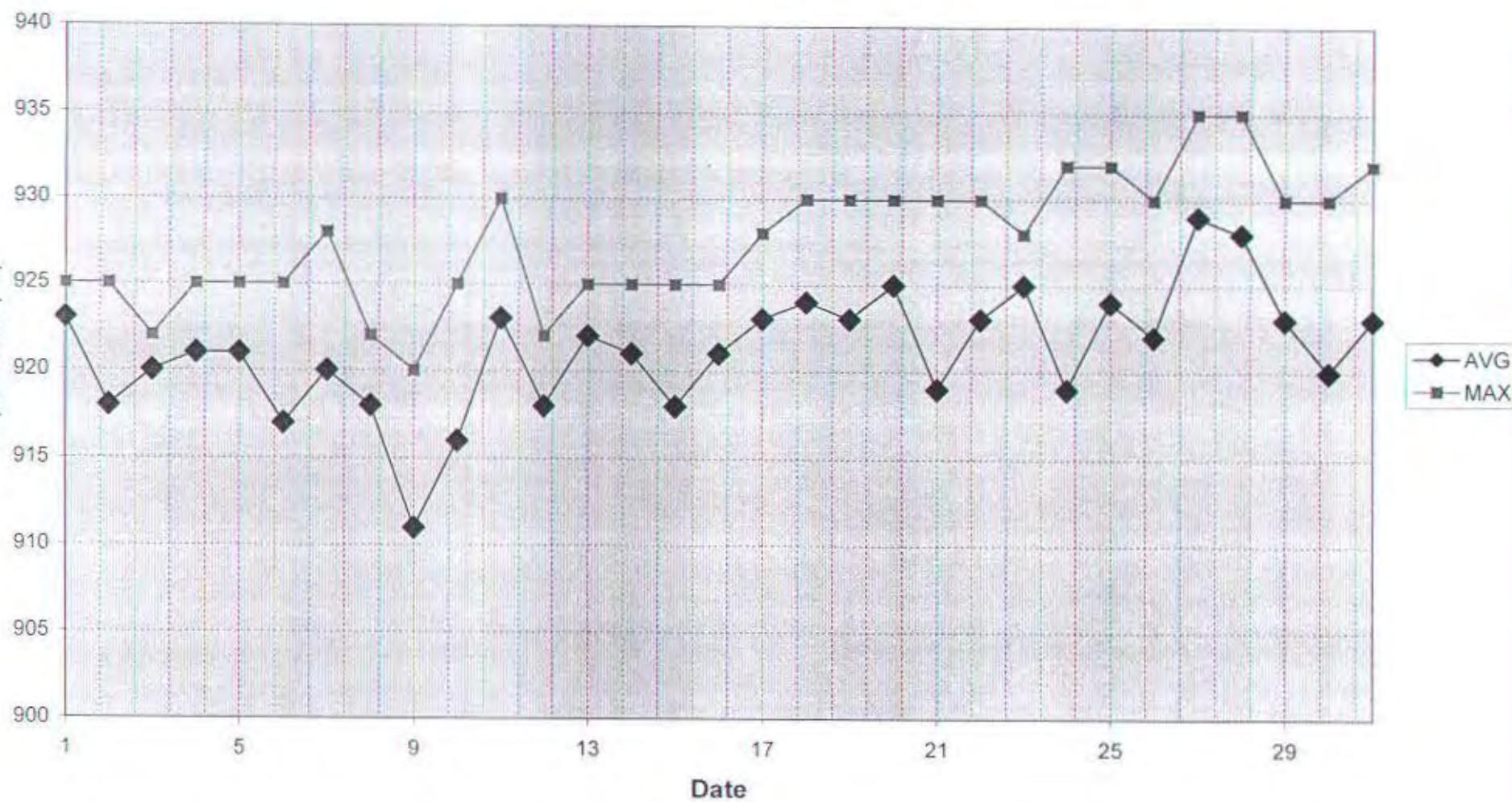
CGT # 3 Exhaust Temp. Curve
Aug-2000



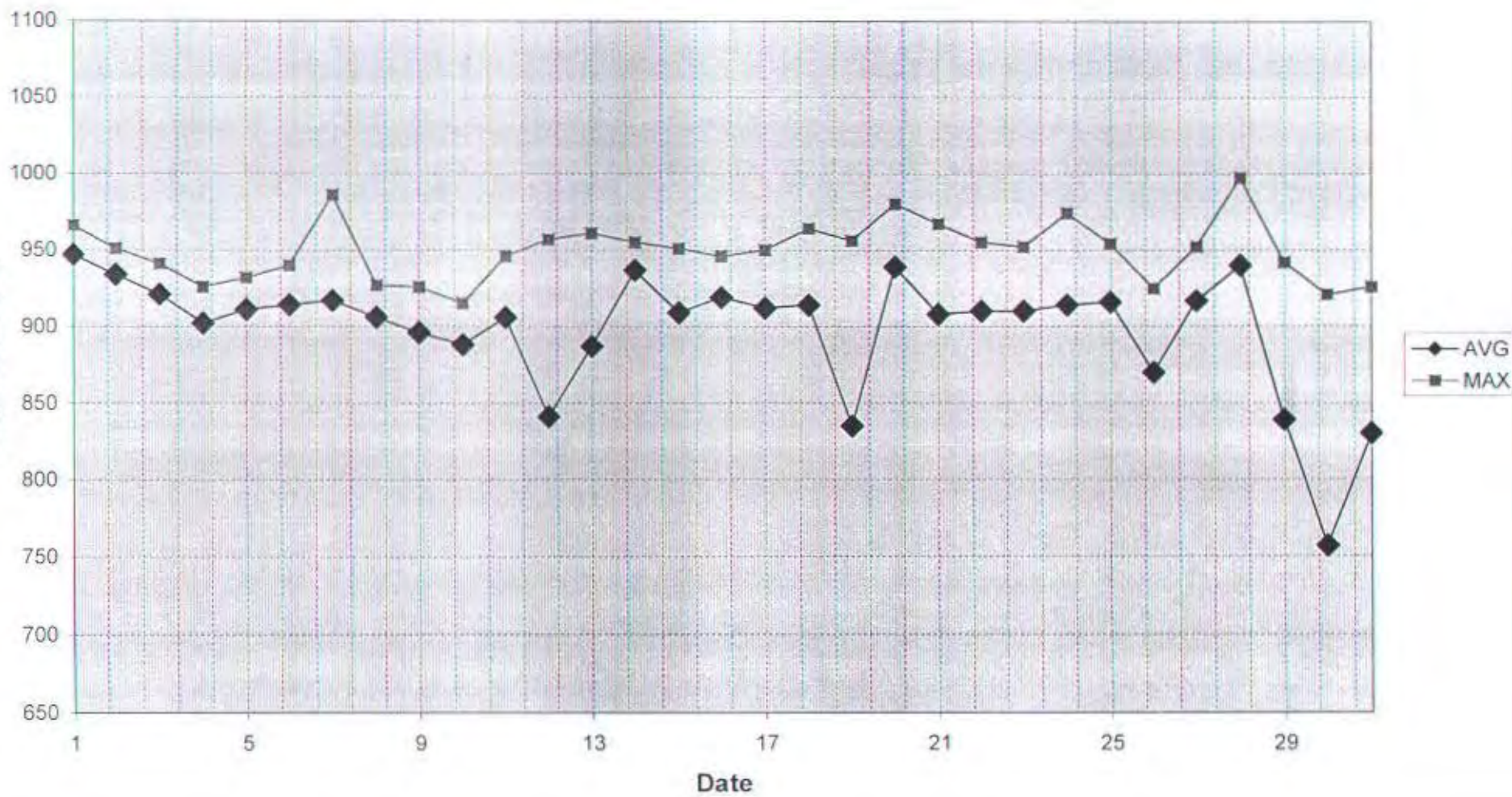
CGT # 4 Exhaust Temp. Curve
Aug-2000



CGT # 5 Exhaust Temp. Curve
Aug-2000



CGT # 6 Exhaust Temp. Curve
Aug-2000



MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

01 AUGUST 2000

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

02 AUGUST 2000

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

03 AUGUST 2000

[illegible]

& MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)	04 AUGUST 2000
--	----------------

04 AUGUST 2000

[illegible]

& MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)	05 AUGUST 2000
--	----------------

05 AUGUST 2000

[illegible]

& MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)	06 AUGUST 2000
--	----------------

06 AUGUST 2000

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

07 AUGUST 200

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

08 AUGUST 200

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

09 AUGUST 2000

[illegible]

& MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

10 AUGUST 2000

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

11 AUGUST 2000

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

12 AUGUST 2000

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

13 AUGUST 2000

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

14 AUGUST 2000

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

15 AUGUST 2000

[illegible]

17 AUGUST 20

18 AUGUST 20

ERS	IN
-----	----

19 AUGUST 20

ERS	IN
-----	----

[illegible]

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)	16 AUGUST 2016
--	----------------

16 AUGUST 2004

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)	23 AUGUST 2017
--	----------------

23 AUGUST 2014

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)	24 AUGUST 2010
--	----------------

24 AUGUST 2004

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

25 AUGUST

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

26 AUGUST

[illegible]

MWH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)

27 AUGUST

[illegible]

WH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)
28 AUGUST

RUNNING HOURS					MEGAWATT-HOURS					LIQUID FUEL CONSUMPTION					OTHERS			
TOTAL N HOURS (READING)	TOTAL GAS HOURS (READING)	GAS HOURS TODAY	DIST HOURS TODAY	CRUDE HOURS TODAY	TOTAL MWH READING	MWH TODAY	MWH ON GAS	MWH ON DIST	MWH ON CRUDE	LIQ.FM. TOTAL READING	LIQ.FUEL TODAY (BBLs)	DIST	CRUDE	RATE	AVE TEMP °F	HP. Filter RHRS.	PEAK HRS	PRE B
4,679.9	65,253.3				22,865					89,589.20						11.87		KS
Repair	68,306.7				24,701					252,639.20								KS
8,663.6	67,307.9	24.00			17,589	173	173			294,932.00					658.7083	33.92		KS
1,131.0	74,006.8	24.00			7,960	175	175			112,396.50					686			KS
5,489.8	Failure	24.00			301,057	190	190			2,409,617.00					772.5625			KS
		72.00				538	538											

WH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)
29 AUGUST

RUNNING HOURS					MEGAWATT-HOURS					LIQUID FUEL CONSUMPTION					OTHERS			
TOTAL N HOURS (READING)	TOTAL GAS HOURS (READING)	GAS HOURS TODAY	DIST HOURS TODAY	CRUDE HOURS TODAY	TOTAL MWH READING	MWH TODAY	MWH ON GAS	MWH ON DIST	MWH ON CRUDE	LIQ.FM. TOTAL READING	LIQ.FUEL TODAY (BBLs)	DIST	CRUDE	RATE	AVE TEMP °F	HP. Filter RHRS.	PEAK HRS	PRE B
4,679.9	65,253.3				22,865					89,589.20						11.87		YU
Repair	68,307.7				24,701					252,639.20								YU
8,687.6	67,331.9	24.00			17,743	154	154			294,932.00					636	33.92		YU
1,155.0	74,030.8	24.00			8,147	187	187			112,396.50					703			YU
5,513.8	Failure	24.00			301,271	214	214			2,409,617.00					838			YU
		72.00				555	555											

WH MONTHLY RECORD - PG&T (SUMMARY DAY REPORT)
30 AUGUST

RUNNING HOURS					MEGAWATT-HOURS					LIQUID FUEL CONSUMPTION					OTHERS			
TOTAL N HOURS (READING)	TOTAL GAS HOURS (READING)	GAS HOURS TODAY	DIST HOURS TODAY	CRUDE HOURS TODAY	TOTAL MWH READING	MWH TODAY	MWH ON GAS	MWH ON DIST	MWH ON CRUDE	LIQ.FM. TOTAL READING	LIQ.FUEL TODAY (BBLs)	DIST	CRUDE	RATE	AVE TEMP °F	HP. Filter RHRS.	PEAK HRS	PRE B
4,680.8	65,254.7	0.60			22,865					89,589.20					675	11.87		YU
Repair	68,307.7				24,701					252,639.20								YU
8,698.4	67,342.6	10.65			17,815	72	72			294,932.00					638	33.92		YU
1,179.0	74,054.8	24.00			8,351	204	204			112,396.50					732			YU
5,537.8	Failure	23.10			301,495	224	216	8		2,409,641	24.00	24.00		3.00	855	1.25		YU
		58.35				500	492	8			24.00	24.00						

CGT #1 AUGUST 2000

DATE	COUNTERS					UNIT RUN					MEGAWATT HOURS					LIQ. FUEL CONS.					UNIT DOWN																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
	TURBINE RHRS	GAS RHRS	HP. FILER RHRS	PEAK HOURS	PEAK RHRS	GAS HRS	LIQUID HOURS TODAY				EXH. TEMP (°F)	EXH. TEMP (°F)	M W H COUNTER	TOTAL M W H	M W H ON GAS	MWH ON LIQUID			FLOW-MTR (Barrel)	LIQUID FUEL TODAY				RATE BBL/S MWH	S B HRS	NOT STANDBY HOURS																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																						
							DIST	CRUDE	TOTAL	TOTAL						CRUD	TOTAL	TOTAL		TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL			TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL	TOTAL

[illegible]

3 AUGUST 2000

COUNTERS					UNIT RUN					MEGAWATT HOURS					LIQ. FUEL CONS.					UNIT DOWN								
LINE NO	GAS RHRS	HP. FILTER RHRS	PEAK HOURS	PEAK RHRS	GAS HRS	LIQUID HOURS TODAY			EXH. TEMP.		MWH COUNTER	TOTAL MWH	MWH ON GAS	MWH ON LIQUID			FLOW-MTR (Barrel)	LIQUID FUEL TODAY				RATE BBL\$/MWH	S R HRS	NOT STANDBY HOUR				
			TODAY	DIST		CRUDE	TOTAL	("F)	("F)	DIST				CRU	TOTAL	DIST PSAL		DIST TOTAL	CRUD	TOTAL (BBL\$)	UNSCR REPAIR			FORCE OUTG	INSPECTION			
																									(HRS)	(HRS)	(HRS)	MAX
8	66,756.3	33.59		257.7							13,302					294,519.90						24.00						
8	66,756.3	33.59		257.7							13,302					294,519.90						24.00						
8	66,756.3	33.59		257.7							13,302					294,519.90						24.00						
8	66,756.3	33.59		257.7							13,302					294,519.90						24.00						
3	66,765.7	33.67		257.7	8.46	0.08		0.08	780	779	13,397	95	94	1	1	294,922.90		3.00		3.00	3.00	8.96	5.50					
3	66,789.8	33.67		257.7	24.00				786	768	13,831	234	234			294,922.90												
4	66,813.8	33.67		257.7	24.00				788	768	13,867	236	236			294,922.90												
4	66,837.7	33.92		257.7	23.75	0.25		0.25	853	809	14,122	255	252	3	3	294,932.00		9.10		9.10	3.63							
4	66,861.7	33.92		257.7	24.00				822	782	14,366	244	244			294,932.00												
4	66,885.7	33.92		257.7	24.00				760	714	14,570	204	204			294,932.00												
3	66,909.6	33.92		257.7	24.00				731	687	14,755	185	185			294,932.00												
5	66,933.7	33.92		257.7	24.00				710	684	14,936	181	181			294,932.00												
5	66,957.7	33.92		257.7	24.00				708	689	15,120	184	184			294,932.00												
5	66,981.7	33.92		257.7	24.00				731	689	15,299	179	179			294,932.00												
5	67,005.7	33.92		257.7	24.00				697	683	15,488	169	169			294,932.00												
5	67,029.7	33.92		257.7	24.00				651	633	15,613	145	145			294,932.00												
5	67,053.7	33.92		257.7	24.00				647	627	15,752	139	139			294,932.00												
5	67,077.7	33.92		257.7	24.00				657	642	15,909	157	157			294,932.00												
6	67,101.4	33.92		257.7	24.00				687	654	16,081	172	172			294,932.00												
6	67,125.9	33.92		257.7	24.00				685	672	16,267	186	186			294,932.00												
6	67,149.9	33.92		257.7	24.00				700	653	16,439	172	172			294,932.00												
6	67,173.9	33.92		257.7	24.00				742	683	16,616	177	177			294,932.00												
6	67,197.9	33.92		257.7	24.00				688	645	16,778	162	162			294,932.00												
6	67,221.9	33.92		257.7	24.00				694	634	16,937	159	159			294,932.00												
6	67,245.9	33.92		257.7	24.00				662	645	17,101	164	164			294,932.00												
6	67,269.9	33.92		257.7	24.00				692	647	17,267	166	166			294,932.00												
6	67,283.9	33.92		257.7	24.00				648	616	17,418	149	149			294,932.00												
6	67,307.9	33.92		257.7	24.00				699	659	17,589	173	173			294,932.00												
6	67,331.9	33.92		257.7	24.00				729	638	17,743	154	154			294,932.00												
4	67,342.6	33.92		257.7	10.65				672	636	17,815	72	72			294,932.00							13.10	0.25				
4	67,342.6	33.92		257.7							17,815					294,932.00						8.50	15.50					
					595.84	0.33		0.33	719	679		4,513	4,509	4	4			12.10		12.10	3.02	113.46	34.10	0.25				

[illegible]

4 AUGUST 2000

COUNTERS					UNIT RUN					MEGAWATT HOURS					LIQ. FUEL CONS.					UNIT DOWN									
BINE HRS	GAS RHRS	HP, Filter RHRS	PEAK HOURS	PEAK RHRS	GAS HRS	LIQUID HOURS TODAY			EXH. TEMP.		MWH COUNTER	TOTAL MWH	MWH ON GAS	MWH ON LIQUID			FLOW-MTR (Barrel)	LIQUID FUEL TODAY				RATE BBL/S MWH	S B HRS	NOT STANDBY HOURS					
						DIST	CRUDE	TOTAL	(°F)	(°F)				DIST	CRU	TOTAL		DIST FBNL	DIST TOTAL	CRUD	TOTAL (BBL/S)			UNSC REPAIR	FORCE OUTG	INSPECTION			
																										CI	HQP	M	
78.1	73,453.8		TODAY	120.0	TODAY				MAX	AVG	3,500						112,396.50												
82.1	73,477.8			120.0	24.00				962	812	3,810	250	250				112,396.50												
26.1	73,501.8			120.0	24.00				762	770	4,034	224	224				112,396.50												
50.1	73,525.8			120.0	24.00				888	794	4,274	240	240				112,396.50												
74.1	73,549.8			120.0	24.00				792	733	4,478	201	201				112,396.50												
98.1	73,573.8			120.0	24.00				803	783	4,704	229	229				112,396.50												
22.3	73,599.0			120.0	24.00				760	738	4,906	202	202				112,396.50												
46.3	73,622.0			120.0	24.00				765	757	5,118	212	212				112,396.50												
70.4	73,646.1			120.0	24.00				847	787	5,344	220	226				112,396.50												
94.4	73,670.1			120.0	24.00				865	771	5,562	218	218				112,396.50												
18.4	73,694.1			120.0	24.00				733	692	5,735	173	173				112,396.50												
54.2	73,709.9			120.0	15.66				731	679	5,838	193	193				112,396.50					8.34							
34.2	73,709.9			120.0							5,938						112,396.50					12.00	12.00						
34.2	73,709.9			120.0							5,938						112,396.50					24.00							
34.2	73,709.9			120.0							5,938						112,396.50					24.00							
58.2	73,733.9			120.0							5,938						112,396.50					24.00							
42.9	73,718.6			120.0	9.08				761	743	5,910	72	72				112,396.50					14.92							
66.9	73,742.6			120.0	24.00				773	744	6,117	207	207				112,396.50												
90.9	73,766.6			120.0	24.00				688	672	6,281	184	184				112,396.50												
15.0	73,790.7			120.0	24.00				738	679	6,480	179	179				112,396.50												
39.0	73,814.7			120.0	24.00				699	661	6,622	162	162				112,396.50												
63.0	73,838.7			120.0	24.00				729	673	6,789	167	167				112,396.50												
87.0	73,862.7			120.0	24.00				732	678	6,961	172	172				112,396.50												
11.0	73,886.7			120.0	24.00				789	718	7,157	198	196				112,396.50												
35.0	73,910.7			120.0	24.00				726	672	7,329	172	172				112,396.50												
59.0	73,934.7			120.0	24.00				688	647	7,477	148	148				112,396.50												
83.0	73,958.8			120.0	24.00				794	663	7,636	159	159				112,396.50												
07.0	73,982.8			120.0	24.00				653	633	7,785	149	149				112,396.50												
31.0	74,006.8			120.0	24.00				704	686	7,960	175	175				112,396.50												
55.0	74,030.8			120.0	24.00				812	703	8,147	187	187				112,396.50												
79.0	74,054.8			120.0	24.00				827	732	8,351	204	204				112,396.50												
03.0	74,078.8			120.0	24.00				815	792	8,601	250	250				112,396.50												
					624.74				772	719		5,041	5,041									107.26	12.00						

OTHERS												COMPRESSOR CLEANING								PEAK ON GAS						REC. BY :	CHK. BY :			
START UP					SHUT DOWN		TRIP TIMES					L/O ADD (DR)	MW	NUT-SHELL (LBS)	AMB TEMP (°F)	PCD INCR (PSIG)	TEMP DECRS (°F)	MAXIMUM LOAD				MW	MVAR	AMB TEMP (°F)	EXH TEMP (°F)			PEAK TIMES	DURA TION (HRS)	
AT- TEMPT	FAIL BFR FLW		FAIL AFT FLW		SUC- CESS	NORMAL S/D	EMERG S/D	INSTR FAIL	HUMAN ERROR	TOTAL	TEST							OTH	BEFORE		AFTER									
	MAN	AUTO	MAN	AUTO															MW	TEMP	MW									TEMP
																												YUL	IGV	
																												YUL	IGV	
																												YUL	IGV	
																												Jma	IGV	
																												JMA	SR1	
																												JMA	SR1	
																												JMA	SR1	
																												JMA	SR1	
																												KSY	SR1	
																												KSY	Taf	
																												KSY	Taf	
																												KSY	Taf	
																												KSY	Taf	
																												Yul	Taf	
																												YUL	IGV	
																												YUL	IGV	
																												YUL	IGV	
																												Jma	Igv	
																												JMA	ANM	
																												JMA	ANM	
																												JMA	ANM	
																												KSY	ANM	
																												Ksy	Taf	
																												KSY	Taf	
																												KSY	Taf	
																												KSY	Taf	
																												KSY	Taf	
																												YUL	Taf	
																												YUL	IGV	
																												DES	IGV	
1					1																									

D	COUNTERS				UNIT RUN				MEGAWATT HOURS				LIQ. FUEL CONS.				UNIT DOWN				
	TURBINE HRS	GAS HRS	HP. FLYW. HRS	PEAK HOURS	PEAK HRS	LIQUID HOURS TODAY		EXH TEMP. (°F)	MWH COUNTER	TOTAL MWH TODAY	MWH ON LIQUID		FLOW-MTR (Barr/H)	LIQUID FUEL TODAY		RATE BBL/S/ MWH	S	NOT STANDBY HOURS			
						DIST (HRS)	CRUDE (HRS)				DIST (HRS)	CRUDE (HRS)		DIST FUEL	CRUD TOTAL			TOTAL (BBL/S)	UNSCD REPAIR	FORCE OUTG	INSPECTION C I
A	85,026.3	Failure	0.35	186.4	186.4				297,542				2,409,617.00				24.30				
T	85,026.3	Failure	0.35	186.4	186.4				297,542				2,409,617.00				24.30				
E	85,026.3	Failure	0.35	186.4	186.4				297,542				2,409,617.00				24.30				
1	85,026.3	Failure	0.35	186.4	186.4				297,542				2,409,617.00				24.30				
2	85,026.3	Failure	0.35	186.4	186.4				297,542				2,409,617.00				24.30				
3	85,026.3	Failure	0.35	186.4	186.4				297,542				2,409,617.00				24.30				
4	85,026.3	Failure	0.35	186.4	186.4				297,542				2,409,617.00				24.30				
5	85,026.3	Failure	0.35	186.4	186.4				297,542				2,409,617.00				24.30				
6	85,026.3	Failure	0.35	186.4	186.4				297,542				2,409,617.00				24.30				
7	85,026.3	Failure	0.35	186.4	186.4				297,542				2,409,617.00				24.30				
8	85,026.3	Failure	0.35	186.4	186.4				297,542				2,409,617.00				24.30				
9	85,033.9	Failure	0.35	186.4	186.4			309	811	56	56		2,409,617.00				24.30				
10	85,297.5	Failure	0.35	186.4	186.4			842	778	167	167		2,409,617.00				24.30				
11	85,081.6	Failure	0.35	186.4	186.4			842	778	171	171		2,409,617.00				24.30				
12	85,195.7	Failure	0.35	186.4	186.4			842	827	210	210		2,409,617.00				24.30				
13	85,129.6	Failure	0.35	186.4	186.4			842	847	213	213		2,409,617.00				24.30				
14	85,153.5	Failure	0.35	186.4	186.4			863	827	209	209		2,409,617.00				24.30				
15	85,177.5	Failure	0.35	186.4	186.4			829	754	161	161		2,409,617				24.30				
16	85,291.5	Failure	0.35	186.4	186.4			862	789	182	182		2,409,617				24.30				
17	85,225.5	Failure	0.35	186.4	186.4			815	820	197	197		2,409,617				24.30				
18	85,249.5	Failure	0.35	186.4	186.4			801	837	204	204		2,409,617				24.30				
19	85,273.7	Failure	0.35	186.4	186.4			868	768	177	177		2,409,617				24.30				
20	85,297.6	Failure	0.35	186.4	186.4			757	716	140	140		2,409,617				24.30				
21	85,321.8	Failure	0.35	186.4	186.4			787	747	155	155		2,409,617				24.30				
22	85,345.5	Failure	0.35	186.4	186.4			814	755	160	160		2,409,617				24.30				
23	85,369.5	Failure	0.35	186.4	186.4			843	787	162	162		2,409,617				24.30				
24	85,393.6	Failure	0.35	186.4	186.4			855	801	190	190		2,409,617				24.30				
25	85,417.6	Failure	0.35	186.4	186.4			792	765	171	171		2,409,617				24.30				
26	85,441.8	Failure	0.35	186.4	186.4			926	792	188	188		2,409,617				24.30				
27	85,465.8	Failure	0.35	186.4	186.4			860	801	201	201		2,409,617				24.30				
28	85,489.8	Failure	0.35	186.4	186.4			857	772	190	190		2,409,617				24.30				
29	85,513.8	Failure	0.35	186.4	186.4			856	838	214	214		2,409,617				24.30				
30	85,537.8	Failure	1.25	186.4	186.4			928	865	224	216	8	2,409,641	24.00		24.00	3.00				
31	85,561.8	Failure	1.25	186.4	186.4			926	885	246	246		2,409,617				24.30				
TOT								934.35	0.90	0.90	4,191	8					24.00	208.75			

[illegible][illegible]

THE MONTHLY REPORT

AUGUST 2000

RUNNING HOURS COUNTER			Operation Hours				Operation Data			Daily Avg Exh Temp				Use Factor (%)
a	Gas	Liquid	Total	Gas	Dist	Crude	Flame Start	Emerg S/D	Trip	GE Frame V		GE Frame VI		
										<900°F	>900°F	<1000°F	>1000°F	
0.80	65,254.70		14386.00	14386.00	30.00		1	1		3				87.17
air	68,307.70		14552.00	14552.00	30.00		2	2		5				96.81
0.40	67,342.60		15789.00	15789.00	30.00		1	1		26				96.85
3.00	74,078.80		15159.50	15159.50	25.00		1	1		27				90.10
1.80	Failure		15766.50	15766.50	15.00		5	3		23				86.69
0.20	70,108.40		30926.00	30926.00			1	2		21				78.59
			106,579.00	106,579.00	130.00		11.00	10.00		163				88.88



SURAT KEPUTUSAN Pengerjaan Tugas Akhir KS 1701

Sebagai salah satu syarat untuk mendapatkan gelar Sarjana Teknik pada Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan ITS, maka perlu diterbitkan Surat Keputusan Pengerjaan Tugas Akhir yang memberikan tugas kepada mahasiswa tersebut di bawah ini untuk mengerjakan tugas sesuai judul dan lingkup bahasan yang telah ditentukan.

Nama : DODIK PRASETYO U
NRP : 4296 100 037
Dosen Pembimbing : Ir. AGUK ZUHDI MF, MEng.
Tanggal Tugas Diberikan : 6 September 2000
Tanggal Tugas Diselesaikan : 27 Juli 2001
Judul Tugas Akhir : PENGARUH PEMAKAIAN COATING HASTELLOY-X
DAN ZrO_2 TERHADAP EFISIENSI THERMAL DARI
TURBIN GAS

Surabaya, 6 September 2000

Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan ITS


DR. Ir. A. A. Masroeri, M. Eng.

NIP. 131 407 591

Surabaya, 6 September 2000

Yang menerima tugas;

Mahasiswa,


DODIK PRASETYO

NRP. 4296 100 037

Dosen Pembimbing


Ir. AGUK ZUHDI MF, MEng

NIP. 131 646 637



LEMBAR KEMAJUAN Pengerjaan Tugas Akhir (KS 1701)

Nama Mahasiswa : Dodik Prasetyo U
Nrp : 4296 100 037
Judul Tugas Akhir : *Pengaruh Pemakaian Coating Hallestoy-X dan ZrO₂ Terhadap Efisiensi Thermal Combustion Chamber dari Turbin Gas*
Dosen Pembimbing : 1) Ir. Aguk Zuhdi MF, MEng

NO	TANGGAL	KEGIATAN	PARAF DOSEN
1	20-11-2000	Permasalahan & proposal.	
2	9-11-2000	Asistensi Bab I : metode penyelesaian	
3	6-12-2000	Perhitungan Efisiensi thd tekanan	
4	20-12-2000	Cara perhitungan Efisiensi.	
5	18-1-2001	Perhitungan Efisiensi & pembuatan hasil.	
6	23-2-2001	Grafik Efisiensi 2 load	
7	15-3-2001	Grafik Efisiensi & Daya	
8	25-3-2001	Kalibrasi Grafik masih > 0.15%	
9	4-4-2001	Perumusan Efisiensi dg matematis	
10	10-4-2001	Kalibrasi masih tdk memenuhi.	
11	10-4-2001	"Seminar kecil"	
12	8-5-2001	Perhitungan semua pengerjaan	
13	11-6-2001	Perumusan pemodelan + kalibrasi	
14	20-6-2001	Pemodelan + kalibrasi	

Catatan :

1. Mahasiswa siap/Tidak siap/Dibatalkan *) untuk diajukan
2. Catatan lain yang dianggap perlu

Surabaya, 26-9-2000
Dosen Pembimbing,

Ir. Aguk Zuhdi MF, MEng
NIP.131 646 637

*) Coret yang tidak perlu



LEMBAR KEMAJUAN Pengerjaan Tugas Akhir (KS 1701)

Nama Mahasiswa : Dodik Prasetyo U
Nrp : 4296 100 037
Judul Tugas Akhir : *Pengaruh Pemakaian Coating Hastelloy-X dan ZrO_2 Terhadap Efisiensi Thermal Combustion Chamber Dari Turbin Gas*
Dosen Pembimbing : Ir. Aguk Zuhdi MF, MEng

NO	TANGGAL	KEGIATAN	PARAF DOSEN
1	27-6-2001	Pemodelan + kalibrasi	
2	3-7-2001	Pemodelan + kalibrasi	
3	16-7-2001	Analisa + pembahasan	
4	20-7-2001	Total pengerjaan TA	
5	22-7-2001	Revisi Dasar teori	
6	24-7-2001	Total pengerjaan TA	
7	26-7-2001	Per-cuparan transparan + paper TA	
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			

Catatan :

1. Mahasiswa siap / Tidak siap / Dibatalkan *) untuk diajukan
2. Catatan lain yang dianggap perlu

Surabaya, 13 Maret 2001
Dosen Pembimbing

Ir. Aguk Zuhdi MF, MEng
NIP. 131 646 637

*) Coret yang tidak perlu